

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Ю.М. Липов
Ю.Ф. Самойлов
Т.В. Виленский

КОМПОНОВКА И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВОГО КОТЛА

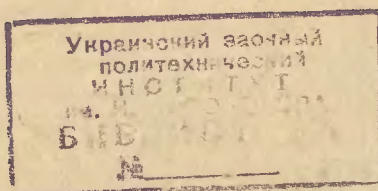
Для студентов вузов



Ю.М.Липов
Ю.Ф.Самойлов
Т.В.Виленский

КОМПОНОВКА И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВОГО КОТЛА

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве учебного
пособия для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Тепловые электрические станции»



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1988

ББК 31.361

Л 61

УДК 621.181.04.(075.8)

Рецензенты: Ивановский энергетический институт
и Э. С. Карасина

Липов Ю. М. и др.

Л 61 Компоновка и тепловой расчет парового котла: Учеб. пособие для вузов/ Ю. М. Липов, Ю. Ф. Самойлов, Т. В. Виленский.—М.: Энергоатомиздат, 1988.—208 с.: ил.

ISBN 5-283-00015-X

Содержит методику и необходимый нормативно-справочный материал для конструктивного и поверочного расчетов паровых котлов средней и большой паропроизводительности, сжигающих твердое, жидкое и газообразное топливо. Изложение материала основано на нормативном методе теплового расчета котельных агрегатов, но с использованием единиц СИ.

Ориентирована на выполнение студентами энергетических и политехнических вузов курсового проекта по паровым котлам для специальностей 0305, 0306, 0649, а также может быть использована студентами других теплотехнических специальностей.

Л 2303020100-004 212-88
051(01)-88

ББК 31.361

ISBN 5-283-00015-X

© Энергоатомиздат, 1988

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
Глава первая. Порядок теплового расчета и исходные данные . .	6
1.1. Задание на тепловой расчет, порядок его выполнения	6
1.2. Расчетные характеристики энергетических топлив	9
1.3. Выбор способа шлакоудаления и типа углеразмольных мельниц	10
1.4. Выбор расчетных температур	13
1.5. Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла. Учет рециркуляции газов	17
Глава вторая. Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания	20
2.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания	20
2.2. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания	23
2.3. Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания при рециркуляции газов	24
Глава третья. Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел	26
3.1. Коэффициент полезного действия и потерн теплоты	26
3.2. Определение расхода топлива	28
Глава четвертая. Тепловой расчет топочной камеры	29
4.1. Определение размеров топочной камеры и размещение горелок	29
4.2. Тепловые характеристики топочной камеры	37
4.3. Расчет теплообмена в однокамерных топках	39
4.4. Расчет полукотельных топочных камер	47
Глава пятая. Тепловой расчет и конструирование поверхностей нагрева котла	49
5.1. Распределение тепловосприятий по поверхностям нагрева . .	51
5.2. Тепловой расчет экранных поверхностей топки и конвективных газоходов	81
5.3. Расчет ширмового пароперегревателя	84
5.4. Расчет подвесных труб и фестона	90
5.5. Расчет конвективного пароперегревателя	92
5.6. Расчет экономайзера	98
5.7. Расчет воздухоподогревателя	102
5.8. Тепловой баланс поверхностей нагрева котла	113
Глава шестая. Расчет теплообмена в поверхностях нагрева	113
6.1. Расчет коэффициентов теплопередачи	113
6.2. Расчет коэффициентов теплоотдачи	119
6.3. Коэффициенты загрязнения, тепловой эффективности и использования теплообменных поверхностей парового котла	142
6.4. Расчет температурного напора в поверхностях нагрева	147
	207

Глава седьмая. Поверочный тепловой расчет парового котла . . .	155
7.1. Общие положения	155
7.2. Определение расчетных характеристик котла при частичных нагрузках	156
7.3. Указания по выполнению поверочного теплового расчета . . .	157
Глава восьмая. Выполнение тепловых расчетов паровых котлов на ЭВМ	161
8.1. Система дифференциальных уравнений энергии для поверхностей нагрева	161
8.2. Определение температур газов и рабочей среды при поверочных тепловых расчетах котлов на ЭВМ	163
8.3. Тепловые расчеты поверхностей нагрева котлов методом приращений	164
8.4. Конструктивные тепловые расчеты поверхностей нагрева . . .	169
Приложения	172
П1. Позонный тепловой расчет топочной камеры	172
П2. Расчеты парового котла на ЭВМ	179
П3. Тепловой расчет мембранного экономайзера	186
П4. Теплотехнические характеристики энергетических топлив . . .	190
Список литературы	204
Предметный указатель	205

Учебное пособие

ЛИПОВ ЮРИЙ МИХАЙЛОВИЧ
САМОЙЛОВ ЮРИЙ ФЕДОРОВИЧ
ВИЛЕНСКИЙ ТЕОДОР ВЛАДИМИРОВИЧ

Компоновка и тепловой расчет парового котла

Редактор Л. Т. Пашков
Редактор издательства Т. И. Мушинска
Художественные редакторы В. А. Гозак-Хозак,
Ю. В. Созанская
Технический редактор Н. Н. Хотулева
Корректор Г. А. Полонская
ИБ № 790

Сдано в набор 26.05.87 Подписано в печать 21.09.87 Т-18893
Формат 60 × 90^{1/16} Бумага книж.-жур. № 2 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 13,0 Усл. кр.-отт. 13,0 Уч. изд. л. 15,95
Тираж 19 000 экз. Заказ 6144 Цена 85 к.

Энергоатомиздат. 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО «Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова»
Союзполиграфпрома при Госкомиздате СССР, 113054, Москва, М-54,
Валовая, 28

ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие энергетики, освоение новых энергетических топлив сопровождается созданием новых конструкций паровых котлов, увеличением их единичной производительности, более широким использованием твердых топлив и природного газа.

Подготовка квалифицированных кадров инженеров — теплоэнергетиков и конструкторов в высших учебных заведениях невозможна без овладения методами теплового расчета паровых котлов.

Учебная работа студентов над курсовым проектом связана с необходимостью использования в процессе проектирования кроме нормативных данных рекомендаций по выбору ряда исходных значений и последовательности выполнения тепловых расчетов, а также пояснениям к ним. Этим отличается учебное пособие для студентов по проектированию парового котла от Нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов, содержащего в сжатом виде строгую последовательность расчета и необходимые расчетные формулы.

Основная часть настоящего пособия содержит методику конструктивного и поверочного расчетов паровых котлов электростанций средней и большой паропроизводительности, сжигающих газообразное, жидкое и твердое топливо в пылевидном состоянии как с твердым, так и с жидким удалением шлака. В пособии не рассматриваются малые котельные установки и котлы, сжигающие топлива на решетках. Не рассматриваются также специальные типы котлов и топок (котлы-утилизаторы, топки с кипящим слоем и др.).

Учебное пособие составлено на основе Нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов, изданного в 1973 г. и разработанного коллективом авторов ведущих научно-исследовательских институтов (ВТИ и ЦКТИ).

Авторы настоящей книги учли также дополнительные нормативные материалы, опубликованные этими институтами в последующем и уточняющие отдельные разделы Нормативного метода.

Выполнение теплового и конструктивного расчетов парового котла представляет собой достаточно трудоемкую задачу. По мере развития использования ЭВМ естественным является применение методов автоматизации этих расчетов. Основное отличие данного издания учебного пособия от предыдущих заключается в изложении принципов выполнения на ЭВМ поверочного теплового расчета парового котла в целом, а также конструктивного и поверочного расчетов отдельных поверхностей нагрева. При раз-

работке программ учитывался опыт ряда вузов по использованию ЭВМ в курсовом проектировании.

В настоящем пособии используется Международная система единиц (СИ). В отдельных случаях, при выполнении практических расчетов и определении широко используемых в теплотехнике показателей, авторы сочли возможным использовать единицы системы МКГСС, основанной на калориях.

Учебное пособие рассчитано на студентов теплоэнергетических специальностей энергетических и политехнических вузов, а также может быть использовано работниками проектных и конструкторских организаций.

Материал книги распределен между авторами следующим образом: профессор, канд. техн. наук Ю. М. Липов — гл. 1—4 и приложение П1; доцент, канд. техн. наук Ю. Ф. Самойлов — гл. 5—7 и приложения П2.2, П2.3, П3, П4; доцент, канд. техн. наук Т. В. Виленский — гл. 8 и приложение П2.

Авторы выражают благодарность рецензентам — коллективу кафедры парогенераторов и водоподготовки Ивановского энергетического института (зав. кафедрой — докт. техн. наук, проф. С. Г. Ушаков) за ряд ценных замечаний и ст. научн. сотруднику, канд. техн. наук Э. С. Карасиной за помощь и полезные советы, высказанные в процессе согласования материала пособия с Нормативным методом теплового расчета котельных агрегатов.

Авторы с благодарностью примут все замечания и пожелания по настоящему учебному пособию, которые следует направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Паровой котел — это основной агрегат тепловой электростанции (ТЭС). Рабочим телом в нем для получения пара является вода, а теплоносителем служат продукты горения различных органических топлив. Необходимая тепловая мощность парового котла определяется его паропроизводительностью при обеспечении установленных температуры и рабочего давления перегретого пара. При этом в топке котла сжигается расчетное количество топлива.

Номинальной паропроизводительностью называется наибольшая производительность по пару, которую котел должен обеспечить в длительной эксплуатации при номинальных параметрах пара и питательной воды с допускаемыми по ГОСТ отклонениями от этих величин.

Номинальное давление пара — наибольшее давление пара, которое должно обеспечиваться непосредственно за пароперегревателем котла.

Номинальные температуры пара высокого давления (свежего пара) и пара промежуточного перегрева (вторично-перегретого пара) — температуры пара, которые должны обеспечиваться непосредственно за пароперегревателем с допускаемыми по ГОСТ отклонениями при поддержании номинальных давлений пара, температуры питательной воды и паропроизводительности.

Номинальная температура питательной воды — температура воды перед входом в экономайзер, принятая при проектировании котла для обеспечения номинальной паропроизводительности.

При изменении нагрузки котла номинальные температуры пара (свежего и вторично-перегретого) и, как правило, давление должны сохраняться (в заданном диапазоне нагрузок), а остальные параметры будут изменяться.

При выполнении расчета парового котла его паропроизводительность, параметры пара и питательной воды являются заданными. Поэтому цель расчета состоит в выборе рациональной компоновки и определении размеров всех поверхностей нагрева котла (конструктивный расчет) или же в определении температур и тепловосприятий рабочего тела и газовой среды в поверхностях нагрева заданного котла (поверочный расчет).

В процессе расчета парового котла используется большое количество буквенных обозначений различных параметров и величин. Чтобы по возможности исключить одинаковые обозначения для различных величин, используются латинский, греческий и русский алфавиты, а также верхние и нижние индексы. Одинаковые обозначения могут допускаться в тех случаях, когда они укоренились в различных областях техники.

Глава первая

ПОРЯДОК ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1.1. Задание на тепловой расчет, порядок его выполнения

Тепловой расчет парового котла может быть конструктивным и поверочным.

Задача конструктивного теплового расчета котла заключается в выборе компоновки поверхностей нагрева в газоходах котла, определении размеров радиационных и конвективных поверхностей нагрева, обеспечивающих номинальную паропроизводительность котла при заданных номинальных параметрах пара, надежности и экономичность его работы. При этом обеспечение надежности работы поверхностей нагрева предполагает получение расчетных тепловых характеристик, исключающих увеличение максимальной температуры стенки сверх допустимого значения по условиям прочности, а на экономичность работы котла определяющее влияние оказывают температура уходящих газов и присосы холодного воздуха в газовый тракт.

Выполнение конструктивного теплового расчета производится на основании исходных данных, составляющих задание на проект.

Задание должно содержать следующие данные:

тип парового котла (барабанный или прямоточный, его заводская маркировка),

номинальную паропроизводительность и параметры перегретого пара (первичного и вторичного перегрева),

месторождение и марку энергетического топлива,

способ сжигания твердого топлива (с твердым или жидким удалением шлаков),

температуру питательной воды, поступающей в котел после регенеративного подогрева.

Кроме указанных могут быть заданы и другие характеристики, например непрерывная продувка, доля рециркуляции газов в топку, работа котла под наддувом или при разрежении в газовом тракте и др.

Температуры уходящих газов, воздуха на входе в воздухоподогреватель и горячего воздуха после подогревателя и ряд других характеристик, как правило, выбираются проектантом в соответствии с рекомендациями (§ 1.4).

После выбора расчетных характеристик приступают к созданию общего эскиза проектируемого парового котла. Проектный эскиз котла представляет собой поперечный разрез котла с последовательным расположением вдоль газового тракта поверхностей нагрева с учетом их разбиения на пакеты (секции) и с теми уп-

рощениями и отступлениями от исходного типового котла заводского производства, которые оговорены заданием или дополнительно указаны преподавателем.

Для последующего выполнения теплового и конструктивного расчета котла выбирают возможные присосы холодного воздуха по газовому тракту котла и коэффициенты избытков воздуха. Правильный выбор всех расчетных показателей свидетельствует о том, что расчет котла будет выполняться для условий его работы, отвечающих требуемой экономичности.

Поверочный расчет котла или отдельных его элементов выполняется для существующей конструкции с целью определения показателей ее работы при переходе на другое топливо, при изменении нагрузки или параметров пара, а также после проведенной реконструкции поверхностей нагрева. В результате поверочного расчета определяют:

коэффициент полезного действия парового котла;

расход топлива;

температуру продуктов сгорания по газовому тракту, включая температуру уходящих газов;

температуру рабочей среды (пара, воды) за каждой поверхностью нагрева.

Надежность работы поверхности нагрева устанавливают расчетом ожидаемой температуры стенки и сравнением ее с допустимой для использованного металла. Для выполнения расчета приходится предварительно задаваться температурой уходящих газов и температурой горячего воздуха, правильность выбора которых определяется лишь по завершении расчета.

Задание на поверочный расчет включает в себя практически те же исходные данные, что и при конструктивном расчете, и дополнительно — конструктивные данные поверхностей котла. Поэтому расчету предшествует определение по чертежам геометрических характеристик поверхностей (диаметров и шагов труб, числа рядов труб, размеров проходных сечений для газов и рабочей среды, габаритных размеров газоходов и поверхностей нагрева и т. д.).

При поверочном расчете котла, так же как при конструктивном, вначале определяют объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания, КПД и расход топлива, а затем выполняют расчет теплообмена в топочной камере и других поверхностях в последовательности, соответствующей их расположению по ходу газов.

При поверочном расчете поверхности нагрева приходится задаваться изменением температуры одной из теплообменивающихся сред (разностью температур на входе и выходе). Этим определяется тепловосприятие поверхности в первом приближении. Далее можно вычислить температуры другой среды на концах поверхности нагрева, температурный напор, скорости газового потока и рабочей среды и все другие величины, необходимые для вычисления тепловосприятия во втором приближении. При расхож-

дении принятого и расчетного тепловосприятий выше допустимо-го повторяют расчет для нового принятого тепловосприятия. Таким образом, поверочный расчет поверхности нагрева выполняют методом последовательных приближений.

В результате расчета определяют тепловосприятие поверхности, а также температуры и энтальпии сред на входе и выходе из нее.

Конструктивный и поверочный расчеты заканчиваются составлением расчетно-пояснительной записки, которая включает в себя:

- задание на проектирование котла и исходные данные;
- описание проектируемого котла, компоновку его поверхностей с указанием их связей по рабочей среде;
- технические характеристики сжигаемого топлива, обоснование выбора необходимых для расчета величин; расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания;
- составление теплового баланса парового котла, расчет расхода сжигаемого топлива;
- тепловой и конструктивный расчеты топки и поверхностей нагрева (для компактности расчет поверхностей может быть сведен в таблицы, где приводятся наименования рассчитываемых величин, их единицы, расчетные формулы и численные значения всех величин, результат расчета);

сводную таблицу основных результатов теплового расчета.

В записке приводятся краткие пояснения и обоснования выбираемых для расчета значений величин, расчетных формул, порядка выполнения расчета. Расчетная записка должна содержать также используемые в расчете таблицы объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха, эскиз компоновки поверхностей нагрева парового котла с соблюдением масштабных размеров, тепловую схему котла, схему водопарового тракта (для прямоточного котла) или схему пароперегревателя (для барабанного котла). Расчет конвективных поверхностей нагрева сопровождается построением графиков, иллюстрирующих направления взаимного движения и изменения температур греющих газов и рабочей среды в пределах каждой поверхности нагрева. Эскизная компоновка поверхностей нагрева котла должна иметь основные размеры газопроводов (ширину, высоту, глубину) и габаритные размеры поверхностей.

Расчетно-пояснительная записка завершается построением тепловой схемы парового котла и свободной таблицей расчетных величин.

Тепловая схема котла отображает распределение тепловосприятия рабочей среды между поверхностями нагрева котла и устанавливает последовательность их размещения вдоль газового тракта. Она дает представление об условиях работы каждой поверхности нагрева, позволяет определить температурные напоры и оценить в дальнейшем надежность работы металла поверхностей нагрева. Пример тепловой схемы приведен на рис. 5.1.

Сводная таблица расчетных величин должна содержать основные показатели, характеризующие условия работы каждой поверхности нагрева: температуры газов и рабочей среды на концах поверхности, средние скорости газов и рабочей среды, коэффициенты теплопередачи, температурные напоры, расчетные тепловые напряжения и размер поверхности нагрева.

1.2. Расчетные характеристики энергетических топлив

Ископаемые твердые топлива разделяются на угли, горючие сланцы и торф. Жидким топливом, в основном, является мазут, из газообразных топлив в ряде районов как основное, а в остальных случаях как замещающее топливо электростанций используется природный газ.

В зависимости от теплоты сгорания влажной беззольной массы топлива и выхода летучих веществ угли разделяются на четыре типа: бурые, каменные, полуантрациты и антрациты.

Бурые угли по содержанию влаги в рабочей массе топлива разделяются на три группы: Б1, Б2, Б3 при содержании W^p соответственно более 40, 30—40 % и менее 30 %.

Каменные угли отличаются более глубокой углефикацией исходного органического вещества и имеют в связи с этим более высокую теплоту сгорания. В зависимости от выхода летучих веществ, свойства спекаемости органической массы угля при высоких температурах и наличия жирных смолистых веществ в исходном топливе каменные угли разделяются на несколько марок (табл. 1.1).

Таблица 1.1. Маркировка каменных углей

Марка угля	Обозначение	Выход летучих веществ на горючую массу, V^r , %	Марка угля	Обозначение	Выход летучих веществ на горючую массу, V^r , %
Длиннопламенный	Д	>35	Коксовый второй	К2	17—25
Газовый	Г	>35	Слабоспекающийся	СС	25—37
Газовый жирный	ГЖ	27—37	Оттощенный спекающийся	ОС	14—22
Жирный	Ж	27—37	Тощий	Т	8—17
Коксовый жирный	КЖ	25—31			
Коксовый	К	18—27			

Угли со спекающимся коксом используются в доменном производстве. Они предварительно обогащаются (отделяется минеральная часть вместе с угольной мелочью). Обогащенный угольный концентрат направляется на коксование, а отделенные мелкие фракции топлива с повышенной зольностью ($A^c > 40\%$) сжигаются на электростанциях. Их называют промежуточным продуктом обогащения. Применяют так называемые «мокрый» и «сухой» способы обогащения топлива. В первом случае продукт обогащения называется шламом, во втором — отсевом.

К антрацитам (обозначение — А) относят угли с наиболее высокой степенью углефикации и низким выходом летучих веществ — менее 9 %. К полуантрацитам (обозначение — ПА) относят угли, переходные от каменных углей к антрацитам. Ископаемые угли по крупности кусков при сортировке разделяются на классы (табл. 1.2).

На электростанцию поступает топливо разной крупности, представляющее собой смесь нескольких классов, например СШ — «семечко со штыбом», т. е. уголь с размером фракций от 13 мм и менее, МСШ — угольная мелочь с размером фракций менее 25 мм. К твердым ископаемым топливам относятся также горючие сланцы, представляющие собой минеральные породы, пропитанные го-

Таблица 1.2. Классификация углей по размеру кусков (ГОСТ 19242-73)

Класс	Условное обозначение	Размер кусков, мм
Плитный	П	Более 100
Крупный	К	50—100
Орех	О	25—50
Мелкий	М	13—25
Семечко	С	6—13
Штыб	Ш	Менее 6
Рядовой	Р	0—200

рючими органическими веществами. Горючие сланцы в минеральной части содержат заметное количество карбонатов, разлагающихся при высокой температуре с выделением диоксида углерода. Поэтому кроме зольности горючих сланцев ($A^p=40\div45\%$) отдельно указывается выделение диоксида углерода в процентах от рабочей массы ($CO_2^k=14\div15\%$). Разложение карбонатов происходит с затратой теплоты, в связи с чем указанная в таблицах теплота сгорания 1 кг рабочей массы сланцев, МДж/кг, должна быть снижена (см. § 3.1). Расчетные характеристики энергетических твердых, жидких и газообразных топлив приведены в Приложении П4.

Изменение состава рабочей массы по сравнению со средним, приведенным в приложении П4, чаще всего связано с отклонениями зольности и влажности добываемых твердых топлив от расчетных значений. В этом случае изменяется теплота сгорания топлива и связанные с ней объемы и энтальпии образующихся газов и расход воздуха на сжигание топлива. Изменение состава топлива, поступающего к горелкам парового котла, может быть также связано с сжиганием предварительно подсушенного топлива (сушонка) при использовании разомкнутой или полуразомкнутой схемы пылеприготовления. В указанных случаях вначале определяют новое значение теплоты сгорания топлива, а затем производят расчет теоретических объемов и энтальпий (гл. 2).

Пересчет низшей теплоты сгорания рабочего топлива, МДж/кг, с начальной влажностью W_1^p на влажность W_2^p или с начальной зольности A_1^p на зольность A_2^p осуществляют по формуле

$$Q_{н2}^p = (Q_{н1}^p + 0,025W_1^p)k - 0,025W_2^p, \quad (1.1)$$

где k — пересчетный коэффициент, принимающий следующие значения: при изменении только влажности $k = (100 - W_2^p) / (100 - W_1^p)$; при изменении только зольности $k = (100 - A_2^p) / (100 - A_1^p)$; при одновременном изменении зольности и влажности $k = (100 - W_2^p - A_2^p) / (100 - W_1^p - A_1^p)$. При необходимости определения новой элементной массы топлива также пользуются указанными пересчетными коэффициентами. Новый элементный состав определяют по формулам:

$$C_2^p = kC_1^p; H_2^p = kH_1^p \text{ и т. д.} \quad (1.2)$$

При сжигании топлива, состав которого не указан в таблицах, его расчетные характеристики устанавливают на основании анализов проб.

1.3. Выбор способа шлакоудаления и типа углеразмольных мельниц

1.3.1. СПОСОБЫ ШЛАКОУДАЛЕНИЯ ПРИ СЖИГАНИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

В топочной камере можно организовать сжигание топлив с твердым и жидким шлакоудалением.

Твердое шлакоудаление неизбежно при сжигании топлив с ту-

гоплавкой золой (при температуре начала жидкоплавкого состояния $t_3 > 1400^\circ\text{C}$): Оно целесообразно также и для топлив с умеренными значениями температуры t_3 , но при относительно небольшой зольности этих топлив (приведенная зольность $A^p < 1\% \cdot \text{кг/МДж}^*$) и высоком выходе летучих веществ ($V_r^p > 25\%$), поскольку небольшое количество летучей золы в продуктах сгорания не ограничивает скорости газов в газоходах и не приводит к ощутимому удорожанию золоулавливающих устройств, а потери с недожогом топлива q_4 ввиду значительного выхода летучих остаются низкими. Топки с твердым шлакоудалением имеют более низкие тепловые напряжения и температуру газов в зоне ядра горения, что обеспечивает снижение уровня образования токсичных выбросов, в частности оксидов азота. Диапазон рабочих нагрузок для топок с твердым шлакоудалением зависит от реакционной способности топлива (выхода летучих веществ $V_r^p, \%$). Минимальная устойчивая нагрузка обычно составляет $D_{\min} = 30 \div 50\% D_{\text{ном}}$.

Жидкое шлакоудаление применяют для сжигания малореакционных углей (антрацитов, полуантрацитов, тощих и слабоспекающихся каменных углей при выходе летучих веществ $V_r^p < 25\%$), оно рекомендуется при сжигании шлакующих каменных и бурых углей (типа канско-ачинских бурых углей, кузнецких каменных углей и донецкого ГСШ), отличающихся повышенным количеством относительно легкоплавкой золы ($t_3 = 1150 \div 1300^\circ\text{C}$).

Организация жидкого шлакоудаления с высоким уровнем температуры горения топлива обеспечивает при малом выходе летучих веществ заметное уменьшение потерь топлива с недожогом, а в случае сжигания высокозольных топлив позволяет облегчить борьбу с шлакованием и износом конвективных поверхностей. В результате повышается надежность и экономичность работы котла, однако необходимо принимать специальные меры для снижения образования токсичных газов (NO , SO_3 и др.) в зоне высоких температур, что дополнительно ограничивает применение жидкого шлакоудаления.

Топки с жидким шлакоудалением могут быть как однокамерными открытыми, с утеплением нижней части стен и пода внутренней футеровкой, с встречным расположением низкоопущенных горелок, так и однокамерными с пережимом и утеплением камеры горения до пережима. Топки с жидким шлакоудалением обеспечивают вытекание жидкого шлака в диапазоне нагрузок $60\div100\% D_{\text{ном}}$ для бурых и каменных углей и $70\div100\% D_{\text{ном}}$ для малореакционных топлив и окисленных кузнецких каменных углей открытой добычи.

* Приведенной называется зольность, $\% \cdot \text{кг/МДж}$, топлива в процентах, отнесенная к 1 МДж теплоты сгорания, т. е. $A^p = A^p / Q_{н1}^p$. Приведенные влажность и сернистость определяются аналогично. Единицы приведенных величин в дальнейшем опускаются. Теплота сгорания топлива $Q_{н1}^p$ приведена в П4.

1.3.2. ВЫБОР ТИПА УГЛЕРАЗМОЛЬНЫХ МЕЛЬНИЦ

Выбор типа углеразмольных мельниц определяется размоло-способностью топлива, выходом летучих веществ, требуемой тонкостью пыли (табл. 1.3).

Таблица 1.3. К выбору типа мельниц

Топливо	Коэффи-циент размоло-способ-ности $k_{\text{ло}}$	Выход летучих веществ V^r , %	Реко-менд уемый тип мельни-цы	Замещаю-щий тип мельницы	Тонкость пыли R_{90} %
Антрацит и полуантра-цит	>1	—	ШБМ	—	4—7
Каменный уголь	$\leq 1,1$	Нет ограничений	ШБМ	—	10—25
Отходы обогащения	$\leq 1,2$	То же	ШБМ	—	15—25
То же *	$>1,2$	" "	ШБМ	ММ	15—25
Каменный уголь *	$>1,1$	$24 > V^r > 12$	СМ**	ШБМ, ММ	8—14
	$>1,1$	$35 > V^r > 24$	СМ	ММ	15—25
	$>1,1$	≥ 35	СМ	ММ	25—30
Бурые угли с приведен-ной влажностью, % · кг/МДж:					
<4		Нет ограничений	ММ	МВ	60
>4		То же	МВ	ММ	55
Сланцы и фрезерный торф		" "	ММ	МВ	60

* Для углей с высоким содержанием серы ($Sp_{\text{ор+к}} \geq 6$ %) применяются только ШБМ.

** Для углей $Ac \geq 30$ % СМ применять не рекомендуется.

Наиболее универсальными из всех типов мельниц являются шаровые барабанные мельницы (ШБМ). Однако ШБМ по сравнению с другими мельницами требуют большей затраты металла на изготовление и имеют более высокую начальную стоимость. Кроме того, ШБМ расходуют больше энергии на размол и пневмотранспортировку пыли, чем другие виды мельниц, и в связи с этим имеют более низкие экономические показатели пылеприготовления. Поэтому они используются прежде всего для тонкого размола топлив с малым выходом летучих веществ ($R_{90} = 10 \div 25$ %), для размола многозольных и трудноразмалываемых топлив, где применение других типов мельниц становится невозможным.

Молотковые мельницы (ММ) имеют высокие экономические показатели при относительно грубом размоле топлива ($R_{90} > 40$ %) с высоким выходом летучих (бурые угли и каменные при $V^r > 28$ %). Они используются в системах с прямым вдуванием топлива и могут работать под наддувом.

Валковые среднеходные мельницы (СМ) применяются для размола каменных и маловлажных бурых углей, однако они очень чувствительны к попаданию вместе с топливом посторонних ме-

таллических предметов и быстро изнашиваются при размоле топлива с повышенной абразивностью. Вместе с тем среднеходные мельницы успешно применяются на размоле высокозольных каменных углей типа экибастузских, минеральная часть которых слабоабразивна. Они применяются в пылесистемах с прямым вдуванием.

Мельницы-вентиляторы (МВ) используются для размола высоковлажных бурых углей с предварительной сушкой их топочными газами в специальной шахте.

1.4. Выбор расчетных температур

Температура уходящих газов оказывает решающее влияние на экономичность работы парового котла, так как потеря теплоты с уходящими газами является при нормальных условиях эксплуатации наибольшей даже в сравнении с суммой других потерь. Снижение температуры уходящих газов на $12-16^\circ\text{C}$ приводит к повышению КПД котла примерно на 1 %. Однако глубокое охлаждение газов требует увеличения размеров конвективных поверхностей нагрева и во многих случаях приводит к усилению низкотемпературной коррозии.

Существенное влияние на выбор температуры уходящих газов оказывает также температура питательной воды. С ее ростом увеличивается КПД термодинамического цикла, а КПД котла падает. Температуры уходящих газов и питательной воды должны быть выбраны такими, чтобы сумма эксплуатационных и капитальных затрат была минимальной.

Продукты сгорания высоковлажных топлив из-за повышенного объема газов требуют для своего охлаждения увеличенных размеров конвективных поверхностей, поэтому при сжигании влажных топлив экономически оправдывается более высокая температура уходящих газов.

В любом случае оптимальные температуры уходящих газов для различных топлив и параметров пара котла устанавливаются на основании технико-экономических расчетов.

Рекомендуемые температуры уходящих газов в зависимости от приведенной влажности твердого топлива W^p и температуры питательной воды приведены в табл. 1.4 (при сжигании твердых топлив). Высокая температура уходящих газов при сжигании сернистых мазутов обусловлена защитой воздухоподогревателя от интенсивной низкотемпературной коррозии (табл. 1.4 — при сжигании мазута и природного газа).

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{\text{вп}}$ выбирается на уровне, предотвращающем развитую сернокислотную коррозию металла и забивание низкотемпературной части поверхности нагрева липкими отложениями. Таким образом, выбор $t'_{\text{вп}}$ зависит от влажности топлива и его сернистости.

Рекомендуемые $t'_{\text{вп}}$ приведены в табл. 1.5. Выбор температур $t'_{\text{вп}}$ при сжигании твердого топлива прежде всего определяет

Таблица 1.4. Рекомендуемые температуры уходящих газов, °С

При сжигании твердых топлив

Топливо, приведенная влажность, %·кг/МДж	Среднее давление $p=4\div6$ МПа, $t_{п.в}=150$ °С	Высокое давление		Сверхкритическое давление $p=25,5$ МПа, $t_{п.в}=270$ °С
		$p=3\div12$ МПа, $t_{п.в}=215$ °С	$p=14\div18$ МПа, $t_{п.в}=230$ °С	
Сухое, $W^п \leq 0,7$	110—120	120—130	120—130	130—140
Влажное, $W^п = 1\div5$	120—130	140—150	140—150	150—160
Сильновлажное, $W^п > 5$	130—140	160—170	160—170	170—180

При сжигании мазута и природного газа

Топливо	$\vartheta_{ух}$, °С
Мазут:	
высокосернистый, $S^p > 2,0$ %	150—160
сернистый, $S^p = 0,5\div2,0$ %	130—140
малосернистый, $S^p < 0,5$ %	120—130
Природный газ	120—130

Примечание. В газоплотных топках при сжигании сернистого и высокосернистого мазутов с коэффициентом избытка воздуха на выходе из топки не более 1,02 минимальная температура стенки воздухоподогревателя может составлять 80—85 °С. При этом температура уходящих газов может быть принята 130—140 °С для высокосернистого и 120—130 °С для сернистого мазута при температуре воздуха на входе в воздухоподогреватель 40—50 °С.

Таблица 1.5. Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель

Топливо	$t'_{вп}$, °С
Твердое:	
сухое, $W^п < 0,7$ и при $S^p < 2$ %	20—30
умеренновлажное, $W^п = 1\div5$ и при $S^p = 2\div3$ %	45—55
сильновлажное, $W^п > 5$ и при $S^p > 3$ %	60—70
Природный газ	20—30
Мазут:	
малосернистый, $S^p < 0,5$ %	20—30
сернистый, $S^p = 0,5\div2$ %	50—70
высокосернистый, $S^p > 2$ %	70—100

ся его влажностью, но при этом следует учитывать и содержание серы в рабочей массе. Так, если твердое топливо окажется сухим ($W^п < 0,7$), а $S^p > 2$, то выбирать $t'_{вп}$ надо из условия исключения сернокислотной коррозии.

Предварительный подогрев воздуха от 20—30 до 50 °С обычно осуществляют рециркуляцией части горячего воздуха на всас дутьевых вентиляторов. Более высокую температуру получают подогревом воздуха в паровых или водяных калориферах, установленных перед воздухоподогревателем. В первом случае подогрев воздуха происходит за счет теплоты продуктов сгорания собственно котла («внутренней» теплоты), поэтому в уравнении теплового баланса этот подогрев не учитывается, а расчет потерь теплоты с

уходящими газами производится от $t_{х.в} = 20\div30$ °С. В случае калориферного подогрева воздуха отборным паром турбины (внешний подогрев) потери теплоты с уходящими газами также считаются по отношению к $t_{х.в} = 20\div30$ °С, однако располагаемая теплота топлива в уравнении теплового баланса (гл. 3) увеличивается на теплоту подогрева воздуха от $t_{х.в}$ до $t'_{вп}$.

При содержании серы в рабочей массе мазута более 2 % или в рабочей массе твердого топлива более 3 % необходима дополнительная проверка надежности работы холодной части воздухоподогревателя с позиции исключения интенсивной сернокислотной коррозии. В этих целях минимальная температура стенки металла воздухоподогревателя должна составлять $t_{ст}^{мин} = 115\div125$ °С (большее значение — при сжигании мазута с $\alpha_t \geq 1,03$).

Рекомендуется определять значение $t_{ст}^{мин}$ в зависимости от типа воздухоподогревателя и предварительно выбранных температур уходящих газов и воздуха на входе в воздухоподогреватель: для регенеративного воздухоподогревателя

$$t_{ст}^{мин} = 0,5(\vartheta_{ух} + t'_{вп}) - 5; \quad (1.3)$$

для трубчатого воздухоподогревателя

$$t_{ст}^{мин} = t'_{вп} + 0,35(\vartheta_{ух} - t'_{вп}). \quad (1.4)$$

При $t_{ст}^{мин} \leq 110$ °С во всех случаях наблюдается интенсивная коррозия поверхности нагрева. Если расчетные $t_{ст}^{мин}$ по (1.3) или (1.4) не удовлетворяют требованиям надежной эксплуатации, необходимо несколько увеличить выбранные температуры $t'_{вп}$ и $\vartheta_{ух}$.

Температура горячего воздуха при сжигании твердых топлив определяется не только характеристиками топлива, но и организацией его сжигания (табл. 1.6).

Таблица 1.6. Температура подогрева воздуха

Характеристика топочного устройства	Сжигаемое топливо	Рекомендуемая температура $t_{г.в}$, °С
Топки с твердым удалением шлаков и замкнутой системой сушки топлива горячим воздухом	Каменный и тощий угли при $V^г \leq 25$ %	300—350
	Каменный уголь при $V^г > 25$ %, сланцы	250—300
	Бурый уголь, фрезерный торф	350—400*
То же при сушке топлива смесью воздуха с топочными газами	Бурые угли, фрезерный торф	300—400*
Топки с жидким шлакоудалением при сушке топлива воздухом	Антрацит и полуантрацит	380—400
	Тощий и каменный угли	350—400
Открытые камерные топки	Бурый уголь	380—400
	Мазут, природный газ	250—300

* Для сильновлажных бурых углей с $W^p \geq 50$ % и торфа принимать 400 °С.

Количество поступающего в зону горения воздуха по массе в несколько раз превосходит массу топлива. Недостаточный подогрев воздуха может затормозить воспламенение топлива и привести к значительному недожогу. Так, для топлив с относительно малым выходом летучих веществ ($V_r < 25\%$) раннее воспламенение и низкий механический недожог достигаются при температуре горячего воздуха не ниже 300°C .

Более низкий подогрев воздуха по условиям горения ($250\text{--}300^\circ\text{C}$) допустим для топлив с высоким выходом летучих ($V_r > 25\%$). Исключение составляют сильновлажные топлива, требующие использования для работы пылесистемы высокотемпературного сушильного агента. Последний можно получить путем смешения части горячих топочных газов с воздухом. Тогда допустимо некоторое снижение подогрева воздуха в воздухоподогревателях. Так, при влажности топлива $W^H \leq 2\% \cdot \text{кг/МДж}$ температура горячего воздуха может быть принята $270\text{--}300^\circ\text{C}$, а при $W^H \geq 5\% \cdot \text{кг/МДж}$ — 400°C .

Обеспечение жидкого шлакоудаления требует высокого подогрева воздуха (не ниже 350°C), уровень его зависит от выхода летучих, температуры плавкости золы и влажности сжигаемого топлива.

Сжигание мазута и природного газа допускает умеренный подогрев воздуха, при котором исключается недогорание топлива в высоконапряженных топках. Экономически выгодно подогревать воздух выше температуры питательной воды, поступающей в экономайзер.

Минимальный температурный напор за экономайзером (разность температур между газовым потоком и питательной водой) принимается $\Delta t_{\text{эк}}^{\text{мин}} = 40^\circ\text{C}$.

Минимальный температурный напор перед воздухоподогревателем (разность температур между газами на входе в воздухоподогреватель и горячим воздухом) принимается $\Delta t_{\text{вп}}^{\text{мин}} = 30^\circ\text{C}$. Снижение температурного напора ниже минимального приводит к неоправданному росту размеров поверхности нагрева.

Предельный подогрев воздуха в одной ступени воздухоподогревателя, исходя из достижения минимального температурного напора на горячем конце (30°C), зависит от соотношения водяных эквивалентов потоков воздуха и уходящих газов m и выбранных температур уходящих газов и воздуха на входе в воздухоподогреватель, а именно:

$$t_{\text{г.в}}^{\text{макс}} = \frac{\vartheta_{\text{ух}} - m t_{\text{вп}}' - 30}{1 - m} \quad (1.5)$$

Отношение водяных эквивалентов

$$m = \frac{(V_c)_{\text{в}}}{(V_c)_{\text{г}}} = \frac{\beta_{\text{в}} m_0}{1 + (\alpha_{\text{вп}} - 1) m_0} \quad (1.6)$$

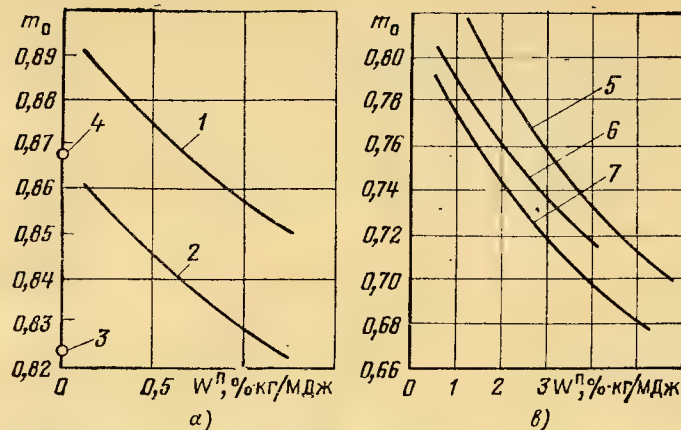


Рис. 1.1. К определению отношения водяных эквивалентов:

a — для сухих топлив; $б$ — для влажных топлив; 1 — антрациты, полуантрациты, тощие угли; 2 — природный газ; 3 — мазут; 4 — бурые угли; 5 — эстонские сланцы; 6 — торф

где m_0 — теоретическое отношение водяных эквивалентов при $\alpha = \beta = 1$, выбирается по рис. 1.1; $\beta_{\text{в}}$ — средний избыток воздуха в ступени воздухоподогревателя,

$$\beta_{\text{в}} = \alpha_{\text{т}} - \Delta \alpha_{\text{т}} - \Delta \alpha_{\text{пл.у}} + 0,5 \Delta \alpha_{\text{вп}} + r_{\text{в}}; \quad (1.7)$$

$r_{\text{в}} = \Delta V_{\text{г.в}} / V_0^{\text{в}}$ — доля рециркуляции горячего воздуха на вход в воздухоподогреватель; $\alpha_{\text{вп}}$ — средний коэффициент избытка воздуха в газовом потоке в области воздухоподогревателя, $\alpha_{\text{вп}} = \alpha_{\text{ух}} - 0,5 \Delta \alpha_{\text{вп}}$.

Минимальный подогрев воздуха в одной ступени воздухоподогревателя при минимальном температурном напоре между газами и питательной водой (40°C) определяется по формуле

$$t_{\text{г.в}}^{\text{мин}} = t_{\text{вп}}' + \frac{t_{\text{п.в}} + 40 - \vartheta_{\text{ух}}}{m} \quad (1.8)$$

Исходя из рекомендованного диапазона температуры горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя (см. табл. 1.6) и возможностей подогрева воздуха в одной ступени решается вопрос о выборе одноступенчатого или двухступенчатого подогрева воздуха. При двухступенчатом воздухоподогревателе подогрев воздуха в первой ступени должен быть не ниже получаемого по (1.8), а дополнительный нагрев воздуха во второй ступени должен быть не менее 100°C .

1.5. Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла. Учет рециркуляции газов

Для расчета действительных объемов продуктов горения по газоходам агрегата прежде всего выбирают коэффициент избытка воздуха в верхней части топки $\alpha_{\text{т}}$ и присосы воздуха в отдель-

ных поверхностях нагрева $\Delta\alpha$. Коэффициент избытка воздуха α_t должен обеспечить практически полное сгорание топлива, он выбирается в зависимости от типа топочного устройства и вида сжигаемого топлива (табл. 1.7). Избыток воздуха α_t включает в себя

Таблица 1.7. Расчетный коэффициент избытка воздуха на выходе из топки

Топка	Топливо	Коэффициент α_t
Камерная с твердым удалением шлака	Антрацит, полуантрацит, тощий уголь	1,20—1,25*
	Остальное твердое	1,15—1,20
Камерная с жидким шлакоудалением	Антрацит, полуантрацит, тощий уголь	1,20—1,25
	Каменный и бурый угли	1,15—1,20
Камерная	Природный газ	1,05—1,1**
	Мазут	1,02—1,05***

* Большие значения — при транспортировке пыли горячим воздухом и наличии отдельных сбросных горелок.

** При наличии газоплотной топочной камеры принимают $\alpha_t = 1,05$.

*** В топках с газоплотными экранами и в уплотненных топках при $\Delta\alpha_t \leq 0,05$ принимают $\alpha_t = 1,02 \div 1,03$.

коэффициент избытка воздуха, подаваемого в горелки $\alpha_{гор}$, и присосы холодного воздуха извне при работе топки под разрежением $\Delta\alpha_t$, происходящие в основном в нижней части топки. При выбранном α_t избыток воздуха, поступающий через горелки в зону горения топлива,

$$\alpha_{гор} = \alpha_t - \Delta\alpha_t. \quad (1.9)$$

В газоплотных топках, работающих под наддувом, присосы воздуха в топку исключены ($\Delta\alpha_t = 0$).

При сжигании твердых топлив в системе пылеприготовления, работающей под разрежением, также имеют место присосы воздуха $\Delta\alpha_{пл}$, которые поступают в горелки вместе с транспортирующей топливо средой.

Средние значения присосов воздуха в замкнутых системах пылеприготовления, работающих под разрежением, представлены ниже:

Мельница и характеристика пылесистемы	$\Delta\alpha_{пл}$
ШБМ с промежуточным бункером пыли при сушке топлива горячим воздухом	0,1
То же, при сушке смесью воздуха с топочными газами	0,12
ШБМ с прямым вдуванием пыли в топку	0,04
Молотковая с прямым вдуванием пыли в топку	0,04
Среднеходная валковая с прямым вдуванием пыли в топку	0,04
Пылесистема с мельницами-вентиляторами	0,20

В этом случае для сохранения заданного избытка воздуха на

выходе из топки коэффициент избытка горячего воздуха, вводимого через горелки $\beta_{г.в}$, должен быть уменьшен:

$$\beta_{г.в} = \alpha_{гор} - \Delta\alpha_{пл}. \quad (1.10)$$

Присосы воздуха в газоходах парового котла принимают по табл. 1.8. Избыток воздуха за каждой поверхностью нагрева после

Таблица 1.8. Расчетные присосы холодного воздуха в негазоплотных топках и газоходах паровых котлов

Поверхность нагрева	Обозначение	Присос
Топочная камера с современной натрубной или шитовой обмуровкой, гидравлическим уплотнением шлаковой шахты, без газоплотных экранов, при сжигании твердых топлив и мазута с $D \leq 320$ т/ч	$\Delta\alpha_t$	0,08
То же, для котлов с $D > 320$ т/ч, а также для котлов с меньшей производительностью при наличии металлической наружной обшивки топки	$\Delta\alpha_t$	0,05
То же, для газомазутных котлов с $D > 320$ т/ч	$\Delta\alpha_t$	0,03
Фестон, ширмовый перегреватель на выходе из топки	$\Delta\alpha_{ш}$	0
Поверхность пароперегревателя в горизонтальном газоходе	$\Delta\alpha_{г.г}$	0,03
Поверхность пароперегревателя в опускной конвективной шахте (отдельно основного и промежуточного пароперегревателей)	$\Delta\alpha_{пе}$	0,03
Переходная зона (один или два пакета)	$\Delta\alpha_{п.з}$	0,03
Экономайзер одноступенчатый	$\Delta\alpha_{эк}$	0,02
Экономайзер двухступенчатый, на поверхность каждой ступени	$\Delta\alpha_{эк}$	0,02
Трубчатый воздухоподогреватель, на поверхность каждой ступени	$\Delta\alpha_{вп}$	0,03
Регенеративный воздухоподогреватель	$\Delta\alpha_{р.в.г}$	0,20

Примечание. Для топочных камер с газоплотными цельносварными экранами $\Delta\alpha_t = 0$.

топочной камеры α_i получают прибавлением к α_t соответствующих присосов воздуха, т. е.

$$\alpha_i = \alpha_t + \sum_i \Delta\alpha. \quad (1.11)$$

Рециркуляция газов в расчетах объемов и энтальпий продуктов сгорания учитывается в газовом тракте от места ввода рециркулирующих газов в газоход котла до места их отбора.

Коэффициент рециркуляции определяет долю газов, используемых для рециркуляции,

$$r_{rc} = V_{rc} / V''_{г.отб}, \quad (1.12)$$

где V_{rc} и $V''_{г.отб}$ — объем газов, отбираемых на рециркуляцию, и остающийся объем за местом отбора газов, м³/кг топлива.

Рециркуляция газов в топку находит применение прежде всего при сжигании мазута для снижения максимального теплового по-

тока в зоне ядра факела при полной нагрузке ($r_{\text{рц}}=0,05\div 0,15$) и для регулирования температуры вторично-перегреваемого пара при снижении нагрузки ($r_{\text{рц}}=0,15\div 0,35$, при этом большее значение относится к низкой нагрузке).

При сжигании твердого топлива ввод газов рециркуляции в топку применяют для сильношлакующих топлив с целью уменьшения температуры газов в ядре факела и вблизи стен топки (так называемая «нижняя рециркуляция» $r_{\text{н}}=0,1\div 0,15$) и для исключения шлакования поверхностей на выходе из топки («верхняя рециркуляция» $r_{\text{в}}=0,15\div 0,2$). Аналогично при газовой сушке топлива: когда отбирается часть горячих газов из газохода котла за топкой и сбрасывается затем в виде сушильного агента в зону горения, то эта часть рассматривается как газы рециркуляции. Рециркуляция газов в ядро факела на твердых топливах допустима только для высокорекреационных топлив ($V_{\text{г}} > 25\%$).

Газы на рециркуляцию обычно отбирают из газохода после экономайзера. Место отбора газов для газовой сушки топлива зависит от необходимой температуры газов и выбирается на основании теплового расчета пылесистемы (при выходе из топки, после перегревателя, за экономайзером). При отборе газов за экономайзером предварительно для расчетов принимают температуру рециркулирующих газов $\vartheta_{\text{рц}} = t_{\text{г.в}} + (40\div 60)$, но не выше $380\text{--}400^\circ\text{C}$, а коэффициент избытка воздуха в них

$$\alpha_{\text{рц}} = \alpha_{\text{ух}} - \Delta\alpha_{\text{вп}}. \quad (1.13)$$

Тогда усредненный коэффициент избытка воздуха в топке при вводе в нее рециркулирующих газов

$$\alpha_{\text{т}} = \frac{\alpha_{\text{т}} + r_{\text{рц}}\alpha_{\text{рц}}}{1 + r_{\text{рц}}}, \quad (1.14)$$

а во всех последующих поверхностях избыток воздуха определяется по (1.11) с учетом доли присосов холодного воздуха в каждой поверхности нагрева.

Глава вторая

РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ И ЭНТАЛЬПИЙ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

2.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания

По общепринятой методике объемы продуктов сгорания и воздуха выражаются в кубических метрах при нормальных условиях (0°C и 760 мм рт. ст.) при сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м³ газового топлива.

Для твердого или жидкого топлива расчет теоретических объемов воздуха, м³/кг, и продуктов сгорания (при $\alpha=1$) производят, исходя из состава рабочей массы по следующим формулам:

теоретический объем воздуха

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0889 (C^{\text{р}} + 0,375 S^{\text{р}}) + 0,265 H^{\text{р}} - 0,0333 O^{\text{р}}; \quad (2.1)$$

теоретические объемы продуктов сгорания:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187 (C^{\text{р}} + 0,375 S^{\text{р}}); \quad (2.2)$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 V_{\text{в}}^0 + 0,008 N^{\text{р}}; \quad (2.3)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 H^{\text{р}} + 0,0124 W^{\text{р}} + 0,0161 V_{\text{в}}^0; \quad (2.4)$$

$$V_{\text{г}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0. \quad (2.5)$$

При сжигании сланцев происходит дополнительное выделение углекислоты за счет разложения карбонатов, что увеличивает объем трехатомных сухих газов и общий объем газов на

$$\Delta V_{\text{CO}_2}^{\text{к}} = 0,509 \frac{\text{CO}_2^{\text{к}}}{100}. \quad (2.6)$$

Тогда указанные объемы газов будут составлять

$$V_{\text{RO}_2}^{\text{к}} = V_{\text{RO}_2} + \Delta V_{\text{CO}_2}^{\text{к}}; \quad (2.7)$$

$$V_{\text{г}}^{\text{к}} = V_{\text{г}}^0 + \Delta V_{\text{CO}_2}^{\text{к}}. \quad (2.8)$$

В формуле (2.6) значение $\text{CO}_2^{\text{к}}$ принимается по данным рабочей массы топлива (П4).

При сжигании природного газа расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, м³/м³ газа, производится на основании процентного состава компонентов, входящих в него:

теоретический объем воздуха

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0476 [\Sigma (m + 0,25n) C_m H_n + 0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5 \text{H}_2\text{S} - \text{O}_2], \quad (2.9)$$

теоретические объемы продуктов сгорания:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 V_{\text{в}}^0 + 0,01 N_2; \quad (2.10)$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 (\Sigma m C_m H_n + \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S}); \quad (2.11)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 (\Sigma 0,5n C_m H_n + \text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + 0,124 d_{\text{г}} + 1,61 V_{\text{в}}^0), \quad (2.12)$$

где $d_{\text{г}}$ — влагосодержание газообразного топлива, при расчетной температуре 10°C $d_{\text{г}} = 10$ г/м³.

В П4 приведены расчетные теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания для топлив.

Действительные объемы продуктов сгорания при избытке воздуха в газоходах $\alpha_i > 1$ определяют по формуле

$$V_{\text{г}} = V_{\text{г}}^0 + 1,016 (\alpha_i - 1) V_{\text{в}}^0. \quad (2.13)$$

Расчет объемов продуктов сгорания в поверхностях нагрева сводят в таблицу по типу табл. 2.1, составленной для прямоточного парового котла с промежуточным перегревом пара и регенеративным воздухоподогревателем. При другой компоновке поверхностей нагрева для заданного в проекте (выбранного) типа котла и в зави-

Таблица 2.1. Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Величина и расчетная формула	Газоход					
	Топочная камера, ширмы	Пароперегреватель высокого давления	Промежуточный пароперегреватель	Переходная зона	Экономайзер	Воздухоподогреватель
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \Delta \alpha_i$						
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{ср}$						
Объем водяных паров, м³/кг, $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 (\alpha_{ср} - 1) \times V_B^0$						
Полный объем газов, м³/кг, $V_T = V_T^0 + 1,0161 (\alpha_{ср} - 1) V_B^0$						
Полный объем газов, м³/кг, с учетом рециркуляции $V_{T,rc} = V_T + V_{rc}$						
Объемная доля трехатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_T$						
Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_T$						
Доля трехатомных газов и водяных паров $r_{\Sigma} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$						
Безразмерная концентрация золовых частиц, кг/кг, $\mu_{зл} = A^p a_{ун} / 100 G_T$						

симости от вида сжигаемого топлива последовательность расположения и вид поверхностей вдоль газового тракта, а также коэффициенты избытка воздуха могут быть другими.

Объемы газов и водяных паров определяются по среднему коэффициенту избытка воздуха в поверхности нагрева, равному полусумме значений на входе в поверхность и выходе из нее. По среднему объему газов в поверхности определяется в дальнейшем средняя скорость газового потока, определяющая конвективный теплообмен. В табл. 2.1 включены также объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц в продуктах сгорания, необходимые для последующего расчета лучистого теплообмена. Доля золы, уносимой потоком газа $a_{ун}$, выбирается по табл. 4.6.

Безразмерная концентрация золовых частиц в потоке дымовых газов, кг золы/кг газов, определяется по формуле

$$\mu_{зл} = A^p a_{ун} / 100 G_T, \quad (2.14)$$

где масса дымовых газов, кг газов/кг сожженного топлива, при сжигании твердого топлива и мазута составляет

$$G_T = 1 - 0,01 A^p + 1,306 \alpha V_B^0. \quad (2.15)$$

2.2. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Для всех видов топлив энтальпии теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, в кДж/кг или кДж/м³, при расчетной температуре ϑ , °С, определяют по формулам:

$$H_B^0 = V_B^0 c_B \vartheta; \quad (2.16)$$

$$H_T^0 = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{H_2O} c_{H_2O} + V_{N_2} c_{N_2}) \vartheta. \quad (2.17)$$

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$

$$H_T = H_T^0 + (\alpha - 1) H_B^0 + H_{зл}. \quad (2.18)$$

В приведенных формулах: c_B , c_{RO_2} , c_{H_2O} , c_{N_2} — теплоемкости соответственно воздуха, трехатомных газов, водяных паров и азота при постоянном давлении, кДж/(м³·К), их значения приведены в табл. 2.2; $H_{зл}$ — энтальпия золы:

$$H_{зл} = 0,01 a_{ун} A^p c_{зл} \vartheta, \quad (2.19)$$

где $c_{зл}$ — теплоемкость золы, кДж/(кг·К), приведена в табл. 2.2.

Таблица 2.2. Средние теплоемкости воздуха, газов, водяных паров и золы в интервале температур от 0 до ϑ °С, кДж/(м³·К)

ϑ	c_B	c_{RO_2}	c_{N_2}	c_{H_2O}	$c_{зл}$	ϑ	c_B	c_{RO_2}	c_{N_2}	c_{H_2O}	$c_{зл}$
100	1,32	1,70	1,30	1,49	0,81	1300	1,47	2,28	1,43	1,80	1,04
300	1,34	1,86	1,31	1,54	0,88	1500	1,49	2,33	1,44	1,85	1,16
500	1,37	1,98	1,33	1,59	0,92	1700	1,50	2,37	1,46	1,90	1,21
700	1,40	2,08	1,35	1,64	0,95	1900	1,52	2,41	1,47	1,94	1,23
900	1,43	2,17	1,38	1,69	0,97	2100	1,54	2,44	1,48	1,98	1,26
1100	1,46	2,23	1,41	1,74	1,0	2300	1,55	2,46	1,50	2,02	—

Энтальпия золы невелика по сравнению с другими составляющими и учитывается, когда приведенный унос летучей золы с потоком газов значителен: $a_{ун} A^p > 1,4\% \cdot \text{кг/МДж}$. Результаты расчета энтальпий газов при действительных избытках воздуха в газоходах сводятся в таблицу по форме табл. 2.3, составленной для принятой ранее конструкции парового котла. Поскольку на данном этапе расчета температура газов за той или иной поверхностью нагрева еще неизвестна, расчет энтальпий газов делается на весь возможный (ожидаемый) за данной поверхностью диапазон температур. Искомая температура или энтальпия за поверхностью нагрева определяется по найденному в расчете или принятому значению путем линейной интерполяции в пределах имеющегося диапазона. Экстраполяция за пределы выбранного диапазона допускается при отклонении рассчитываемой величины не более чем на 100°С. При отсутствии в заданном типе котла каких-либо поверхностей (например, переходной зоны или промежуточного перегревателя) табл. 2.3 упрощается. Значение ΔH_T — есть разность двух соседних по вертикали значений H_T при разных температурах, но одном избытке воздуха α . С помощью значений ΔH_T облегчается интерполяция при известной температуре газов. Теоретические энтальпии газов и воздуха для сжигаемых топлив приведены в Приложении П4.

Таблица 2.3. Энтальпии продуктов сгорания

Поверхность нагрева	Температура за поверхностью ϑ , °C	H_{Γ}^0	$H_{\text{В}}^0$	$(\alpha-1)H_{\text{В}}^0$	$H_{\text{эл}}$	$H_{\Gamma}=H_{\Gamma}^0+(\alpha-1)H_{\text{В}}^0+H_{\text{эл}}$	ΔH_{Γ}
Топочная камера, зона ядра факела, $\alpha_{\Gamma}=\dots$	2300 2100 1900 1700						
Верхняя часть топочной камеры, фестон, ширмы, $\alpha_{\Gamma}=\dots$	1300 1100 1000						
Середина горизонтального газохода $\alpha_{\text{ср}}=\dots$	1100 1000 900 800						
Конвективный пароперегреватель высокого давления $\alpha_{\text{пе}}=\dots$	900 800 700 600						
Промежуточный пароперегреватель $\alpha_{\text{вт}}=\dots$	700 600 500						
Переходная зона $\alpha_{\text{п.з}}=\dots$	500 400 300						
Экономайзер $\alpha_{\text{эк}}=\dots$	400 300 200						
Воздухоподогреватель $\alpha_{\text{вп}}=\dots$	200 150 100						

2.3. Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания при рециркуляции газов

Во многих случаях для поддержания температуры промежуточного перегрева пара и для повышения надежности работы топочных экранов применяют рециркуляцию газов из конвективной шахты в топочную камеру. Рециркулирующие газы обычно вводят в поток горячего воздуха, поступающего затем в горелки, либо непосредственно в топку через самостоятельные кольцевые каналы горелок.

На всем участке газового тракта котла от места ввода рециркулирующих газов в топку до места их отбора объем газов превышает расчетный по условиям горения топлива.

Доля рециркулирующих газов из конвективной шахты в топку

определяется коэффициентом рециркуляции $r_{\text{рц}}$ (§ 1.5). Для определения объема газов рециркуляции $V_{\text{рц}}$ сначала находят остающийся объем газов за местом отбора

$$V_{\Gamma.\text{отб}}'' = V_{\Gamma}^0 + (\alpha_{\Gamma.\text{отб}} - 1)V_{\text{В}}^0, \quad (2.20)$$

здесь $\alpha_{\Gamma.\text{отб}}$ — коэффициент избытка воздуха за поверхностью, где производился отбор газов на рециркуляцию.

Тогда

$$V_{\text{рц}} = r_{\text{рц}} V_{\Gamma.\text{отб}}'' \quad (2.21)$$

и объем газов в газоходах котла с учетом рециркуляции

$$V_{\Gamma.\text{рц}} = V_{\Gamma} + V_{\text{рц}}, \quad (2.22)$$

где V_{Γ} — полный объем газов без рециркуляции, м³/кг; принимает-ся по данным табл. 2.1.

Полученные значения $V_{\Gamma.\text{рц}}$ для всех газоходов котла, где сохраняется увеличенный объем газов, вносятся в табл. 2.1. Так как объемные доли r_{RO_2} и $r_{\text{H}_2\text{O}}$ при рециркуляции очень мало меняются, их уточнения при этом не требуется.

Температура газов в месте их отбора на рециркуляцию (за экономайзером) практически равна температуре газов на входе в воздухоподогреватель, т. е. $\vartheta_{\Gamma.\text{отб}} = \vartheta'_{\text{вп}}$, а последнюю можно определить, используя выбранные ранее (§ 1.4) исходные температуры: $\vartheta_{\text{ух}}$, $t_{\Gamma.\text{в}}$ и $t'_{\text{вп}}$:

$$\vartheta'_{\text{вп}} = \vartheta_{\text{ух}} + m(t_{\Gamma.\text{в}} - t'_{\text{вп}}), \quad (2.23)$$

где m — отношение водяных эквивалентов воздушного и газового потоков в воздухоподогревателе; определяется по (1.6).

Энтальпия газов $H_{\Gamma.\text{отб}}$ определяется по табл. 2.3 для выхода газов из экономайзера при $\alpha_{\Gamma.\text{отб}} = \alpha''_{\text{эк}}$ и $\vartheta_{\Gamma.\text{отб}} = \vartheta'_{\text{вп}}$. Энтальпии газов на всем участке рециркуляции при известной температуре определяются по формуле

$$H_{\Gamma.\text{рц}} = (1 + r_{\text{рц}}) H_{\Gamma}, \quad (2.24)$$

где H_{Γ} — энтальпия газов без учета рециркуляции, кДж/кг; определяется по табл. 2.3 для заданной температуры и избытка воздуха α_i в конкретном месте газохода котла.

Если из теплового расчета поверхности окажется известной энтальпия газов (при наличии рециркуляции в потоке газов) $H_{\Gamma.\text{рц}}$, то для определения температуры газов следует вначале привести энтальпию газов к значению ее без рециркуляции:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma.\text{рц}} / (1 + r_{\text{рц}}) \quad (2.25)$$

и затем по табл. 2.3 для заданного газохода определить температуру газов.

ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ ПАРОВОГО КОТЛА. РАСХОД ТОПЛИВА НА КОТЕЛ

3.1. Коэффициент полезного действия и потери теплоты

Коэффициент полезного действия, %, проектируемого парового котла определяется из обратного баланса:

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (3.1)$$

Задача расчета сводится к определению тепловых потерь для принятого типа парового котла и сжигаемого топлива. Потеря теплоты с уходящими газами q_2 зависит от выбранной температуры газов, покидающих паровой котел (§ 1.4), и избытка воздуха и определяется по формуле

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} H_{x.v}^0)(100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (3.2)$$

где H_{yx} — энтальпия уходящих газов, кДж/кг или кДж/м³; определяется по Φ_{yx} из табл. 2.3 при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем; $H_{x.v}^0$ — энтальпия холодного воздуха при расчетной температуре $t_{x.v}$ и $\alpha=1$:

$$H_{x.v}^0 = c_{x.v} t_{x.v} V_v^0 = 1,32 t_{x.v} V_v^0; \quad (3.3)$$

Q_p^p — располагаемая теплота сжигаемого топлива, кДж/кг (кДж/м³). В общем случае располагаемая теплота топлива определяется по формуле

$$Q_p^p = Q_H^p \cdot 10^3 + Q_{тл} + Q_{внш} + Q_{п.ф} - Q_k. \quad (3.4)$$

Для большинства видов достаточно сухих и малосернистых твердых топлив и газового топлива принимается $Q_p^p = Q_H^p \cdot 10^3$. Для сильновлажненных твердых топлив, когда $W^p > 1,6 Q_H^p$, и жидких топлив учитывается физическая теплота топлива $Q_{тл}$, которая зависит от температуры и теплоемкости поступающего на горение топлива:

$$Q_{тл} = c_{тл} t_{тл}. \quad (3.5)$$

Для твердых топлив в летний период времени принимают $t_{тл} = 20^\circ\text{C}$, и теплоемкость топлива

$$c_{тл} = 0,042 W^p + c_{тл}^c (1 - 0,01 W^p). \quad (3.6)$$

Теплоемкость сухой массы топлива $c_{тл}^c$ составляет: бурые угли — 1,13; каменные угли — 1,09; угли А, ПА, Т — 0,92 кДж/(кг·К). В зимний период принимают $t_{тл} = 0^\circ\text{C}$ и физическую теплоту не учитывают.

Температура жидкого топлива (мазута) должна быть высокой для обеспечения тонкого распыла в форсунках котла. Обычно она составляет $t_{тл}^m = 90 \div 140^\circ\text{C}$.

Теплоемкость мазута

$$c_{тл}^m = 1,74 + 0,0025 t_{тл}^m. \quad (3.7)$$

В случае предварительного (внешнего) подогрева воздуха в калориферах перед его поступлением в воздухоподогреватель котла теплоту такого подогрева $Q_{внш}$ включают в располагаемую теплоту топлива:

$$Q_{внш} = (\beta_{г.в} + \Delta\alpha_{вп}) (H_{вп}^0 - H_{x.v}^0), \quad (3.8)$$

где $\beta_{г.в}$ — отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому, определяется по (1.10); $\Delta\alpha_{вп}$ выбирается по указаниям § 1.5; $H_{x.v}^0$ — энтальпия теоретического объема холодного воздуха, определяется по (3.3); $H_{вп}^0$ — энтальпия теоретического объема воздуха на входе в воздухоподогреватель, определяется по формуле (3.3), в которую вместо $t_{x.v}$ надо подставить $t'_{вп}$ (§ 1.4).

При использовании для распыла мазута паромеханических форсунок в топку котла вместе с разогретым мазутом поступает пар из общестанционной магистрали. Он вносит дополнительную теплоту в топку $Q_{п.ф}$, кДж/кг, определяемую по формуле

$$Q_{п.ф} = d_{п} (h_{п} - 2380), \quad (3.9)$$

где $d_{п}$ — удельный расход пара на 1 кг мазута, кг/кг; $h_{п}$ — энтальпия пара, поступающего в форсунку, кДж/кг.

Параметры пара, поступающего на распыл мазута, обычно составляют 0,3—0,6 МПа и 280—350 °C; удельный расход пара при номинальной нагрузке $d_{п} = 0,03 \div 0,05$.

При сжигании сланцев в результате разложения карбонатов происходит поглощение части теплоты Q_k , кДж/кг, определяемой из выражения

$$Q_k = 40,6 \text{ CO}_2^k, \quad (3.10)$$

где CO_2^k — содержание CO_2 , образующегося при разложении карбонатов, %; данные о содержании CO_2^k в сланцах приведены в П4. При наличии механического недожога топлива объем продуктов сгорания и их энтальпия будут несколько меньше, чем при полном сгорании топлива. Это учитывается введением поправки $(100 - q_4)$ в формуле (3.2).

Потери теплоты с химическим и механическим недожогом топлива $(q_3 + q_4)$ зависят от вида топлива и способа его сжигания и принимаются на основании опыта эксплуатации паровых котлов (табл. 4.6).

Потери теплоты от наружного охлаждения через внешние поверхности котла (или одного корпуса при двухкорпусном исполнении) q_5 , %, невелики и с ростом номинальной производительности котла $D_{ном}$, кг/с, уменьшаются, что выражается следующей зависимостью:

при $D_{ном} = 42 \div 250$ кг/с (160—900 т/ч)

$$q_5^H = (60/D_{ном})^{0,5} / \lg D_{ном}, \quad (3.11)$$

при $D_{ном} \geq 250$ кг/с

$$q_5^H = 0,2\%.$$

При нагрузках, отличающихся от номинальной, потери теплоты q_5 увеличиваются и пересчитываются по формуле

$$\sqrt{q_5} = q_5^{\text{н}} D_{\text{ном}} / D. \quad (3.12)$$

Потери теплоты от наружного охлаждения системы пылеприготовления невелики; они в значительной мере компенсируются выделением теплоты при работе мельниц, и поэтому оба указанных фактора не учитываются.

Потери с физической теплотой удаляемых шлаков q_6 , %, при твердом шлакоудалении весьма невелики и учитываются только для многозольных топлив, когда $A^p > 2,5 Q_{\text{н}}^p$, где $Q_{\text{н}}^p$ выражено в МДж/кг. В случае жидкого шлакоудаления определение потерь с теплотой шлаков обязательно при любой зольности топлива.

Расчет потерь с физической теплотой шлаков ведется по формуле

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}}(ct)_{\text{шл}} A^p}{Q_{\text{р}}^p}, \quad (3.13)$$

где $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$ — доля шлакоулавливания в топочной камере; $(ct)_{\text{шл}}$ — энтальпия шлака, при твердом шлакоудалении принимается $t_{\text{шл}} = 600^\circ\text{C}$ и $(ct)_{\text{шл}} = 560$ кДж/кг.

В случае жидкого шлакоудаления температура вытекающего шлака принимается $t_{\text{шл}} = t_3 + 100^\circ\text{C}$.

Температура начала плавления золы топлив t_3 приведена в приложении П4.

Энтальпия вытекающего шлака находится по расчетной температуре $t_{\text{шл}}$:

1320

$t_{\text{шл}}, ^\circ\text{C}$	1300	1400	1500	1600
$(ct)_{\text{шл}}, \text{кДж/кг}$	1380	1590	1760	1890

3.2. Определение расхода топлива

Расход топлива B , кг/с, подаваемого в топочную камеру парового котла, можно определить из баланса между полезным тепловыделением при горении топлива и тепловосприятием рабочей среды в паровом котле:

$$B_{\text{пр}} Q_{\text{р}}^p = D_{\text{пе}} (h_{\text{п.п}} - h_{\text{п.в}}) + D_{\text{вт}} (h_{\text{вт}}'' - h_{\text{вт}}') + D_{\text{пр}} (h_{\text{кпп}} - h_{\text{п.в}}), \quad (3.14)$$

где $D_{\text{пе}}$ — расчетная паропроизводительность котла, кг/с; $h_{\text{п.п.}}$, $h_{\text{п.в.}}$, $h_{\text{кпп}}$ — энтальпии соответственно перегретого пара, питательной воды и кипящей воды в барабане парового котла, кДж/кг; энтальпии определяются по соответствующим температурам пара и воды с учетом изменения давления в пароводяном тракте котла; $D_{\text{вт}}$ — расход вторично-перегреваемого пара, кг/с; $h_{\text{вт}}'$, $h_{\text{вт}}''$ — энтальпии вторично-перегреваемого пара на входе и выходе из перегревателя, кДж/кг; $D_{\text{пр}}$ — расход продувочной воды из барабанного парового котла, кг/с:

$$D_{\text{пр}} = 0,01 p D_{\text{пе}}, \quad (3.15)$$

где p — непрерывная продувка котла, %; при $p < 2\%$ теплота про-

дувочной воды составляет менее 0,4% полезного тепловыделения и может не учитываться.

Полный объем газов, образующихся при сгорании топлива в топочной камере, определяется как произведение количества сожженного топлива $B_{\text{р}}$, кг/с, на объем газов, получающихся при сгорании 1 кг топлива (см. § 2.1). Сгоревшее топливо называют расчетным расходом топлива $B_{\text{р}}$, его количество будет меньше, чем полный расход топлива на котел B по (3.14), если есть механический недожог q_4 :

$$B_{\text{р}} = B(1 - 0,01 q_4). \quad (3.16)$$

Все удельные тепловосприятия поверхностей нагрева в расчете относят к 1 кг сгоревшего топлива, т. е. к $B_{\text{р}}$.

Для определения расхода подсушенного топлива (сушонки) в случае использования разомкнутой системы пылеприготовления со сбросом очищенного сушильного агента в дымовую трубу сначала находят теплоту сгорания подсушенного топлива $Q_{\text{н}}^{\text{суш}}$ по формуле (1.1), для чего должна быть известна влажность исходного и подсушенного топлива. Расход подсушенного топлива, поступающего на горение,

$$B_{\text{суш}} = B Q_{\text{н}}^p / Q_{\text{н}}^{\text{суш}}, \quad (3.17)$$

если расход топлива B определен по составу исходного влажного топлива с теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^p$. Расход подсушенного топлива может быть установлен непосредственно по формуле (3.14), если вместо $Q_{\text{р}}^p$ подставить $Q_{\text{н}}^{\text{суш}}$.

Глава четвертая

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ

4.1. Определение размеров топочной камеры и размещение горелок

Задача теплового расчета топочной камеры заключается в определении ее тепловосприятия, размеров необходимой лучевоспринимающей поверхности экранов и объема топки, обеспечивающих снижение температуры продуктов сгорания до заданного значения.

Для выполнения расчета топки составляется ее предварительный эскиз, который может быть принят близким к эскизу топочной камеры типового котла, указанного в задании к проекту, если производительность типового котла и характеристика топлива в задании к проекту не сильно отличаются от расчетных. Но чаще всего эскиз создаваемой топки требует заметных изменений по сравнению с типовым чертежом.

Объем топочной камеры (рис. 4.1) ограничивается осевой плоскостью экранных труб стен и потолка, поверхностью, проходящей через первый ряд труб фестона или ширм, горизонтальной плоско-

Таблица 4.1. Предельные тепловые напряжения в сечении топки

а. Топки с твердым шлакоудалением

Расположение горелок по высоте	Топливо	Теплонапряжение q_f , МВт/м ²		
		при фронтальном расположении горелок	при встречном расположении горелок	при тангенциальном расположении горелок
Одноярусное	Шлакующие каменные и бурые угли	1,75	2,30	—
	Нешлакующие каменные угли	2,90	3,50	2,90
	Фрезерный торф	2,90	—	—
Двух-трехярусное	Шлакующие каменные и бурые угли	3,50	3,50	2,50
	Нешлакующие каменные угли	4,70	6,40	6,40
	Сланцы эстонские	1,75	2,30	2,30

б. Топки с жидким шлакоудалением и газомазутные

Топливо	Теплонапряжение q_f , МВт/м ²
Антрациты, полуантрациты, тощие угли	5,2
Каменные и бурые угли	6,4
Природный газ и мазут	9,3

Примечание. К шлакующим каменным углям относятся: донецкий ГСП, кизеловский Г и отсеви, кемеровский СС, к шлакующим каменным углям—экибастузский СС, егоршинский А, куучекский СС, тварчельский Ж; для остальных каменных углей следует принимать q_f среднее между шлакующими и нешлакующими каменными углями.

Чем выше q_f^p , тем меньше сечение топки в плане, но больше ее высота.

Расчетное теплонапряжение сечения топочной камеры q_f^p при твердом шлакоудалении и многоярусном расположении горелок принимается выше, чем при одноярусном расположении горелок.

Глубина топочной камеры b при жидком шлакоудалении, сжигании газа и мазута, а также при одноярусном расположении горелок в случае твердого шлакоудаления принимается равной 5—7 диаметрам выходной части амбразуры горелок D_a (меньшие значения—при сжигании газа и мазута). Количество и диаметр амбразур горелок берут из табл. 4.2.

При многоярусном расположении горелок (твердое шлакоудаление) глубина топочной камеры зависит дополнительно от числа ярусов горелок:

$$b = (6+7) D_a \varphi_n, \quad (4.2)$$

где φ_n — поправочный коэффициент на число ярусов, равный 1,2; 1,3 и 1,45 при числе ярусов соответственно 2, 3 и 4. Определив об-

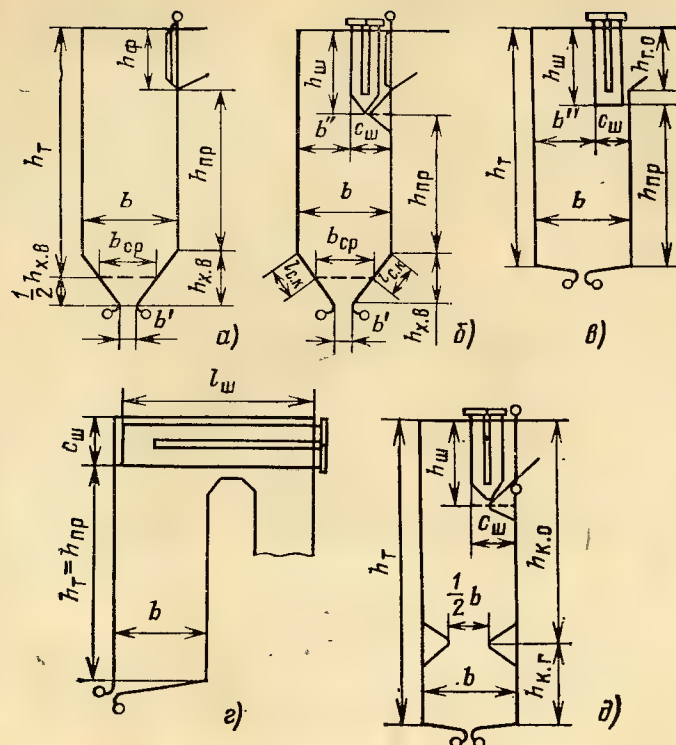


Рис. 4.1. Расчетные размеры топочных камер:

а, б — топочные камеры для твердых топлив с сухим шлакоудалением; в, г — то же для газа и мазута; д — то же для твердого топлива с жидким шлакоудалением; h_T , h_{np} , $h_{х.в}$ — расчетные высоты соответственно топки, ее призматической части и холодной воронки; $h_{к.г}$, $h_{к.о}$ — высоты ширм и газового окна в плоскости заднего экрана; $c_{ш}$ — глубина ширм (по ходу газов); $h_{к.г}$, $h_{к.о}$ — высоты камеры горения и камеры охлаждения; $l_{ш}$ — длина горизонтальной ширмы

стью, отделяющей половину высоты холодной воронки, или плоскостью пода топки.

Сечение топки по осям труб экранов f_T , м², определяется на основании полного тепловыделения при сгорании топлива $BQ_{п}^p$ и теплового напряжения сечения топки q_f^p :

$$f_T = BQ_{п}^p / q_f^p. \quad (4.1)$$

Расчетное тепловое напряжение q_f^p зависит от вида топлива, метода его сжигания и тепловой мощности топочной камеры. Предельные теплонапряжения в сечении топки q_f приведены в табл. 4.1. Расчетные значения $q_f^p = q_f$ рекомендуются для наиболее мощных котлов с паропроизводительностью $D > 950$ т/ч. В других случаях принимают

$$q_f^p = (0,7+0,9) q_f.$$

Таблица 4.2. Количество и расположение вихревых горелок

Номинальная паропроизводительность D , кг/с (т/ч)	Расположение и количество вихревых горелок		Диаметр выходной амбразуры горелки* D_a , мм	Прямоточные горелки угловые**, шт.
	фронтальное, шт.	встречное, шт.		
33—61 (120—220)	3—4	4—6	850	4—8
89—117 (320—420)	6—8	6—8	950	8—12
139—178 (500—640)	8—12	8—12	1150	12—16
			1350	
264—333 (950—1200)	—	12—16	1350	16—24
445 (1600)	—	12—16	1350	24—32
700 (2500)	—	24—32	1600	24—32
			1600	

* Для газомазутных горелок диаметр уменьшается в 1,3—1,4 раза.

** Применяются только для твердых топлив.

щее сечение топки и глубину ее, получаем рекомендуемую ширину топки в свету, м,

$$a = f_T / b. \quad (4.3)$$

Ширина топочной камеры a , м, увеличивается с ростом паропроизводительности примерно в следующей зависимости (для котлов с $D_{\text{ном}} \leq 185$ кг/с):

$$a = m D_{\text{ном}}^{0.5}, \quad (4.4a)$$

где m принимает значение 1,1 для $D_{\text{ном}} = 33 \div 45$ кг/с (120—160 т/ч) и 1,3 для $D_{\text{ном}} = 55 \div 185$ кг/с (200—670 т/ч).

Для котлов большой мощности ($D_{\text{ном}} > 185$ кг/с) ширина топочной камеры определяется по формуле

$$a = m D_{\text{ном}}^{0.1}, \quad (4.4b)$$

где $m = 12,6$ для твердого топлива и 10,7 при сжигании природного газа и мазута.

Формулы (4.4a) и (4.4b) справедливы для топок, имеющих сечение прямоугольной формы, когда $a > b$.

Необходимо, чтобы решение по (4.4a) и (4.4b) совпало с рекомендуемой шириной точки по (4.3). В противном случае следует либо изменить значение q_T^P (в допустимых пределах), либо учесть допустимое отклонение расчетной ширины топки по (4.4a) и (4.4b) в пределах $\pm 10\%$. В случае совпадения заданной номинальной паропроизводительности с производительностью котла-прототипа размеры сечения топки можно принять по чертежу котла-прототипа.

При угловом расположении прямоточных горелок отношение размеров топки в плане a/b не должно превышать 1,3. В агрегатах большой производительности с сильно развитым фронтом топки устанавливают двухсветные экраны (обычно один экран).

Вихревые горелки устанавливают встречно на фронтальной и зад-

ней стенах топки или в один ряд на фронтальной стене. При большой производительности котла расположение 6—12 горелок на фронтальной стене топки становится возможным только в два ряда. Последнее допустимо при развитой в высоту топке, когда от уровня верхнего ряда горелок до выхода из топки сохраняется достаточная высота (8—10 м). При числе горелок 12—16 и более выполняются встречное расположение горелок на фронтальной и задней стенах топки в один или два яруса.

Рекомендуемые расстояния между горелками и до ограждающих стен при сжигании твердых топлив приведены в табл. 4.3, а для газомазутных топок — в табл. 4.4 и 4.5.

Таблица 4.3. Расстояния между горелками и от крайней горелки до ограждающей стены топки при сжигании твердого топлива

Характеристика размещения горелок	Относительное расстояние, L/D_a
<i>Вихревые горелки</i>	
От оси нижнего ряда до начала ската холодной воронки	2,0—2,5
От осей крайних горелок до прилегающих стен	1,6—2,2
От оси нижнего ряда до пода с жидким шлаком	1,8—2,0
Между осями горелок по горизонтали:	
при одноярусном или двухъярусном коридорном расположении и жидком шлакоудалении	2,2—3,0
то же, при шахматном расположении между горелками одного ряда	3,5—4,0
то же, при шахматном расположении и твердом шлакоудалении	3,0—3,5
Между осями горелок по вертикали:	
при коридорном расположении	2,5—3,0
при шахматном расположении	2,0—2,5
<i>Прямоточные угловые горелки</i>	
От нижней кромки до начала ската холодной воронки	1,1—1,2*
То же, до пода с жидким шлаком	1,5—1,6*

* Абсолютное расстояние, м.

Производительности газомазутных горелок в топках котлов средней мощности ($D \leq 420$ т/ч) приведены ниже:

Производительность форсунок по мазуту, т/ч	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
Производительность горелки по природному газу, м³/ч	1100	1350	1650	2200	3000

Таблица 4.4. Расположение газомазутных горелок в топках котлов средней мощности ($D \leq 420$ т/ч)

Характеристика размещения горелок	Рекомендуемое расстояние между горелками, м
Между осями горелок по вертикали	1,5—2,0*
Между осями горелок по горизонтали	1,2—2,5
От боковой стенки до оси крайней горелки	1,2—2,0
От пода до нижнего ряда горелок	1,5—2,5

Примечание. Большие значения относятся к горелкам производительностью 2,5 т/ч мазута (3000 м³/ч газа).

Производительности газомазутных горелок в топках мощных паровых котлов ($D \geq 500$ т/ч) приведены ниже:

Производительность мазутных форсунок, т/ч	3	5	7,5	12
Производительность горелки по природному газу, м³/ч	3500	5500	8500	13 000

Таблица 4.5. Расположение газомазутных горелок в топках котлов большой мощности ($D \geq 500$ т/ч)

Характеристика размещения горелок	Рекомендуемое расстояние между горелками, м*			
Между осями соседних горелок по вертикали и горизонтали, не менее	1,75	2,2	2,5	3,0
От крайней горелки до боковой стенки топки, не менее	2,0	2,6	2,8	3,0
От пода до осей нижнего ряда горелок, не менее	1,8	2,2	2,6	3,2

* В зависимости от указанной выше производительности газомазутных горелок.

Нижняя часть топки выполняется в виде холодной воронки при организации твердого шлакоудаления или в виде слабонаклонного футерованного пода при жидком шлакоудалении.

Холодная воронка образуется наклоном фронтального и заднего экранов топки внутрь под углом $30-35^\circ$ к вертикали с целью беспрепятственного скатывания (ссыпания) отвердевших частиц шлака с наклонных стен вниз. Образованное скатами экранов шлакоприемное отверстие в нижней части холодной воронки имеет размеры $a \times b'$, где $b' = 0,8-1,2$ м, а размер a соответствует ширине топочной камеры. При паропроизводительности котла более 110 кг/с (400 т/ч) по ширине топки выполняются две холодные воронки.

При жидком шлакоудалении фронтальной и задней экраны топки в ее нижней части имеют уголгиба около 90° и соединяются друг с другом в центре топки, образуя слабонаклонный двускатный под топки (угол наклона от горизонтали для стекания шлака около 10°). Вертикальные экраны нижней части топки и подовый экран футеруются для создания высокой температуры на поверхности. По ширине топки в центре пода выполняются одна-две летки прямоугольного или круглого сечения для удаления жидкого шлака размером 500×500 или 800×800 мм².

При сжигании мазута и природного газа нижняя часть топки также выполняется в виде горизонтального (слабонаклонного) пода без леток.

Высота газового окна у задней стенки топки (за ширмами) при П-образной компоновке принимается равной или несколько меньше глубины топки $h'_{г.о} \approx b$, а при Т-образной — $(0,6-0,7)b$. Высота вертикальных ширм с учетом наклона нижней плоскости горизонтального газохода в $40-45^\circ$ и при наличии аэродинамического выступа («носа») на задней стенке топочной камеры принимается

$$h_{ш} = (1,1-1,2) h'_{г.о}.$$

В топочных камерах без выступа ширмы могут быть опущены более глубоко в топку, однако высота их составляет не более $0,3-0,35$ полной высоты топочной камеры. При глубине топочной камеры b однорядные ширмы могут быть выдвинуты внутрь топочной камеры примерно на $(0,20-0,3)b$, а двухрядные — до $(0,4-0,5)b$. Объем топочной камеры при выбранном ее сечении определяет высоту топки. Он зависит от паропроизводительности и допустимого теплового напряжения топочного объема q_v (см. табл. 4.6). Поэтому прежде всего следует установить минимальный допустимый объем топки из условия экономического сгорания топлива

$$V_T^{\min} = B_p Q_p / q_v. \quad (4.5)$$

Расчетный объем топочной камеры всегда больше минимального и зависит от выбранной температуры газов на выходе из топочной камеры θ''_T (см. § 4.2). Снижение θ''_T достигается увеличением поверхности стен и объема топочной камеры. Расчетный объем топки предварительно может быть определен по следующим формулам:

для твердых топлив

$$V_T^p = \left(3 - \frac{\theta''_T}{625} \right) \left(\frac{28}{Q_p} \right)^{0,5} V_T^{\min}, \quad (4.6)$$

для газа и мазута

$$V_T^p = \left(3 - \frac{\theta''_T}{700} \right) V_T^{\min}. \quad (4.7)$$

Расчетное тепловое напряжение топочного объема, кВт/м³, на основе полученных данных составляет

$$q_v^p = B Q_p / V_T^p. \quad (4.8)$$

При условии $V_T^p > V_T^{\min}$ из (4.6) или (4.7) оно будет ниже предельно допустимого q_v , приведенного в табл. 4.6.

Для дальнейших расчетов удобно топочную камеру по высоте разделить на три зоны: холодную воронку (для топок с твердым шлакоудалением), призматическую часть — от начала холодной воронки (или горизонтального пода) до выступающих ширм и верхнюю часть, равную высоте выступающих ширм и имеющую уменьшенное поперечное сечение. В топках с горизонтальным или слабонаклонным подом и без выступающих ширм весь объем топки представляет собой призматическую часть.

Объем верхней половины холодной воронки (рис. 4.1) определяется как произведение площади трапеции на ширину топки:

$$V_{х.в} = \left(b + \frac{b+b'}{2} \right) \frac{h_{х.в}}{4} a, \quad (4.9)$$

где $h_{х.в}$ — полная высота холодной воронки, м.

При наклоне стен холодной воронки под углом α от горизонтали

$$h_{х.в} = 0,5(b-b') \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.10)$$

Затем определяется объем верхней части топочной камеры

$$V_{в.ч} = ab'' h_{ш}, \quad (4.11)$$

где b'' — глубина верхней части топки за вычетом выступающих ширм, м.

Объем призматической части топки определяется из разности

$$V_{пр} = V_T^p - V_{х.в} - V_{в.ч}. \quad (4.12)$$

Таблица 4.6. Расчетные характеристики камерных топков при $D > 21$ кг/с (75 т/ч)

А. Твердое топливо ($q_3 = 0$)

Вид топочного устройства	Топливо	Допустимое тепловое напряжение топочного объема q_v , кВт/м³	Потеря теплоты q_4 , %	Доля уноса золы из топки α_z
Камерная топка с твердым удалением шлака	Антрациты	140	6	0,95
	Полуантрациты	160	4	0,95
	Тощие угли	160	2	0,95
	Каменные угли	175	1—1,5*	0,95
	Отходы углеобогащения	160	2—3*	0,95
	Бурые угли	185	0,5—1*	0,95
	Фрезерный торф	160	0,5—1	0,95
	Сланцы	115	0,5—1	0,95
Камерная топка с жидким удалением шлака	Антрациты и полуантрациты	145	3—4	0,85
	Тощие угли	185	1,5	0,8
	Каменные угли	185	0,5	0,8
	Бурые угли	210	0,5	0,7—0,8

* Меньшие значения — для топлив с приведенной зольностью $A_p < 1,4$.

Б. Топливо — горючие газы и мазут

Топливо	Допустимое тепловое напряжение топочного объема q_v , кВт/м³	Потери теплоты, $q_3 + q_4$, %
Мазут	290	0,1—0,5
Природный, попутный и коксовый газы	350	0,1—0,5

Примечание: 1. Для котлов паропроизводительностью 120—420 т/ч при работе на мазуте тепловые напряжения могут быть увеличены до 350 кВт/м³.
2. Потери теплоты $q_3 + q_4$ при $\alpha_z > 1,02$ в основном определяются потерей q_3 . Для котлов большой производительности ($D > 420$ т/ч) потери $q_3 + q_4$ следует принимать равными 0,1 %.

Высота призматической части топки определяется по ее объему и поперечному сечению:

$$h_{пр} = V_{пр} / f_{т.} \quad (4.13)$$

Тогда расчетная высота топочной камеры составит

$$h_{т.р} = 0,5h_{х.в} + h_{пр} + h_{ш.} \quad (4.14)$$

За расчетную поверхность стен топочной камеры $F_{ст}^p$ принимают поверхность, ограничивающую активный объем топочной камеры (см. рис. 4.1). Расчетная поверхность стен может быть определена как сумма поверхностей выделенных трех зон топки:

$$F_{ст}^p = F_{х.в} + F_{пр} + F_{в.ч} + F_{дв.} \quad (4.15)$$

Расчетная поверхность холодной воронки состоит из площади двух наклонных экранов (до середины ее высоты), условной горизонтальной плоскости и двух трапеций боковых стен. Расчетная длина ската наклонного экрана

$$l_{ск} = 0,5h_{х.в} / \sin \alpha.$$

При отсутствии холодной воронки ее поверхность заменяется площадью пода топки $F_{под} = f_{т.}$. Расчетная поверхность призматической части топки $F_{пр}$ состоит из площади стен на всю высоту призматической части $h_{пр}$. Поверхность верхней части топки $F_{в.ч}$ включает в себя поверхности стен на высоту $h_{ш.}$, плоскость входа в ширмовый перегреватель и поверхность потолка топки, равную произведению ab'' . При наличии двусветного экрана определяется $F_{дв}$ как удвоенное значение плоскости бокового экрана в топке.

Если известен расчетный объем топочной камеры $V_{т.р}$, то полную поверхность стен ее оценочно (без площади двусветного экрана) можно определить по формуле

$$F_{ст}^p \approx 7(V_{т.р})^{2/3}. \quad (4.16)$$

Полученные геометрические размеры топочной камеры позволяют составить предварительный эскиз ее в выбранном масштабе. Эскиз топки является исходным для выполнения теплового расчета, в результате которого будут получены окончательные размеры топочной камеры.

4.2. Тепловые характеристики топочной камеры

Передача теплоты экранам топочной камеры происходит главным образом за счет излучения высокотемпературного ядра факела, а также раскаленных золых частиц и трехатомных газов, заполняющих топочный объем.

Общее количество переданной теплоты в топке определяется разностью между полезным тепловыделением в зоне горения и энтакпией газов на выходе из топки.

Полезное тепловыделение в топочной камере (в расчете на 1 кг или 1 м³ топлива) Q_t складывается из располагаемой теплоты топлива за вычетом топочных потерь и теплоты внешнего подогрева воздуха, теплоты горячего воздуха, поступающего в топку, и теплоты рециркулирующих газов, отобранных из конвективной шахты:

$$Q_p = Q_p \frac{100 - q_3 - q_6}{100} + Q_v - Q_{внш} + rH_{г.отб.} \quad (4.17)$$

Теплота воздуха состоит из теплоты горячего воздуха и небольшой доли теплоты присосов холодного воздуха извне:

$$Q_v = (\alpha_t - \Delta\alpha_t - \Delta\alpha_{пл.}) H_{г.в}^0 + (\Delta\alpha_t + \Delta\alpha_{пл.}) H_{х.в}^0. \quad (4.18)$$

Адиабатная (калориметрическая) температура горения ϑ_a , °С, соответствует условию, когда все полезное тепловыделение воспринимается продуктами сгорания (при отсутствии теплоотдачи экранам топки). Она соответствует максимальной расчетной температуре газов, недостижимой в реальных условиях. Поскольку максимальное тепловыделение характеризуется значением Q_t , то выражение для адиабатной температуры продуктов сгорания получается следующим:

$$\vartheta_a = \frac{Q_t}{\sum V_i c_i}, \quad (4.19)$$

где $V_i c_i$ — произведение объема на теплоемкость i -го компонента продуктов сгорания при температуре ϑ_a , кДж/(кг·К).

При расчете топки котла температуру ϑ_a можно определить непосредственно, используя данные табл. 2.3, по известному значе-

нию Q_T путем интерполяции в зоне высоких температур газов при значении α_T , и принимая $H_T = Q_T$.

В случае рециркуляции газов из конвективной шахты в топку и вводе их через горелки или ниже горелок адиабатная температура будет ниже, чем без рециркуляции из-за увеличения объема газов в зоне горения. Ее также определяют по (4.19) методом приближений. Сначала задаются ожидаемой расчетной температурой ϑ_a^p и находят энтальпию

$$H_{г.рц}^p = H_T^p (1 + r_{рц}), \quad (4.20)$$

где H_T^p — энтальпия газов без рециркуляции, кДж/кг; определяется по табл. 2.3 при температуре ϑ_a^p .

Затем находят усредненную теплоемкость газов

$$(Vc)_{г.рц} = H_{г.рц}^p / \vartheta_a^p \quad (4.21)$$

и, приняв $\sum V_i c_i = (Vc)_{г.рц}$, подставляют в (4.19). При этом полученное ϑ_a и принятое ϑ_a^p значения должны отличаться не более чем на 20°C, в противном случае необходимо принять новое значение ϑ_a^p , близкое к ϑ_a , и повторить расчет.

При вводе рециркулирующих газов в топку выше зоны горения (в верхнюю часть топки) определение адиабатной температуры в зоне горения выполняют без учета рециркуляции, а расчет теплообмена в топке необходимо производить методом позонного расчета (см. П1), полагая, что одна из границ зоны совпадает с местом ввода рециркулирующих газов.

Температура газов на выходе из топки ϑ''_T выбирается исходя из характеристик топлива. Для твердых топлив температура газов на выходе из топочной камеры выбирается из условия предупреждения шлакования последующих поверхностей нагрева. При размещении на выходе из топки ширмовой поверхности пароперегревателя температура ϑ''_T принимается по табл. 4.7. Для шлакующих топлив ширмы на выходе из топки во избежание зашлакования прохода для газов должны иметь шаг не менее 700 мм.

Таблица 4.7. Допустимые средние температуры газов перед ширмовым и конвективным пароперегревателем в горизонтальном газоходе, °C

Топливо	Ширмы гладкотрубные	Ширмы цельносварные	Конвективный перегреватель
Сильношлакующие каменные угли (см. примечание к табл. 4.1), бурые угли (кроме указанных ниже)	1100	1100	1000
Бурые угли Канско-Ачинского и Ангренского месторождений	1050	1050	900
Фрезерный торф, сланцы	1000	1000	900
Нешлакующие каменные угли (см. примечание к табл. 4.1)	1250	1250	1100
Умеренношлакующие каменные угли (кроме указанных выше) и экибастузский СС при $A^c > 45\%$	1150	1200	1000

При сжигании мазута и природного газа температуру газов на выходе из топки, исходя из оптимального соотношения радиационного и конвективного теплообмена, для котлов большой паропроизводительности ($D \geq 500$ т/ч) принимают $\vartheta''_T = 1300 \div 1350$ °C, а в других случаях $\vartheta''_T = 1200 \div 1250$ °C. Температура газов в поворотной камере перед плотными конвективными поверхностями нагрева опускающей шахты должна быть не выше 950 ÷ 1000 °C.

По принятой температуре ϑ''_T из табл. 2.3 устанавливается энтальпия газов на выходе из топки H''_T . В случае рециркуляции энтальпия газов на выходе из топки

$$H''_{T.рц} = H''_T (1 + r_{рц}). \quad (4.22)$$

Удельное тепловосприятие топки, кДж/кг,

$$Q_{л} = \varphi (Q_T - H''_T), \quad (4.23)$$

где φ — коэффициент сохранения теплоты, учитывающий долю теплоты газов, воспринятую поверхностью нагрева;

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{к} + q_5}. \quad (4.24)$$

4.3. Расчет теплообмена в однокамерных топках

Поверхность стен топочной камеры, воспринимающих заданное количество теплоты $B_p Q_{л}$ и обеспечивающих снижение температуры газов до принятой на выходе из топки ϑ''_T , определяется из уравнения теплообмена между раскаленными продуктами сгорания, заполняющими топочный объем, и поверхностью настенных экранов:

$$F_{ст} = \frac{10^{11} B_p Q_{л}}{5,67 M \xi_{ст} \psi_{ср} T''_T T_a^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T''_T} - 1 \right)}, \quad (4.25)$$

где T_a и T''_T — абсолютная адиабатная температура горения и температура газов на выходе из топки, К; M — коэффициент, учитывающий относительное положение ядра факела по высоте топочной камеры; $\psi_{ср}$ — средний коэффициент тепловой эффективности экранов; $\xi_{ст}$ — коэффициент излучения среды в топочной камере.

Изменение положения ядра факела в топке существенно сказывается на температуре в ее верхней части. В конструкторском расчете однокамерной открытой топки при заданной температуре ϑ''_T изменение высоты размещения горелок в топке или сжигание пылевидного топлива с растянутым факелом по сравнению с короткофакельным сжиганием мазута заметно влияет на размер необходимой поверхности охлаждающих экранов топки, что учитывается при тепловом расчете топочной камеры с помощью эмпирического коэффициента M . Его значение при сжигании различных видов топлива в настенных горелках принимают:

при сжигании высокорекреакционных твердых топлив (каменные и бурые угли, сланцы, торф)

$$M = 0,59 \div 0,50 X_T; \quad (4.26a)$$

при камерном сжигании малореакционных твердых топлив (А, ПА, Т), а также каменных углей с повышенной зольностью (типа экибастузских)

$$M=0,56-0,50X_T; \quad (4.26б)$$

при сжигании газа и мазута

$$M=0,52-0,50X_T. \quad (4.26в)$$

Для подового расположения горелок принимают $M=0,4$.

Независимо от величины X_T во всех формулах максимальное значение M принимается не выше 0,5. Значение X_T характеризует относительную высоту положения зоны максимума температур в топке. Для большинства видов топлив максимум температур по высоте практически совпадает с уровнем расположения горелок, тогда

$$X_T=h_{гор}/h'_T, \quad (4.27)$$

где $h_{гор}$ — высота размещения горелок; h'_T — расчетная высота заполняющего топку факела от нижней части топки до середины выходного газового окна (рис. 4.2).

При расположении горелок в два-три ряда по высоте за $h_{гор}$ принимается средняя высота, если теплопроводности горелок всех рядов одинаковы, а при разной теплопроводности расчетная высота размещения горелок пропорционально смещается в сторону большей теплопроводности ряда.

В случае установки прямоточных угловых горелок, а также при использовании вихревых горелок в несколько ярусов происходит затягивание воспламенения и горения топлива и уровень максимума температур сдвигается несколько выше зоны горелок. В этом случае

$$X_T=h_{гор}/h'_T+\Delta X, \quad (4.28)$$

где ΔX — поправка; принимается равной 0,1 при $D \leq 110$ кг/с и 0,05 при $D > 110$ кг/с.

При сжигании мазута с коэффициентом избытка воздуха в горелке $\alpha_{гор} < 1,0$ уровень расположения максимума температур

$$X_T=h_{гор}/h'_T+2(1-\alpha_{гор}). \quad (4.29)$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана равен произведению условного коэффициента загрязнения на угловой коэффициент экрана:

$$\psi=\xi x. \quad (4.30)$$

Угловой коэффициент экрана x определяется по формуле

$$x=1-0,2(s/d-1), \quad (4.31)$$

где s/d — относительный шаг труб настенного экрана.

Если стены топки закрыты экранами с разными угловыми коэффициентами x или разными коэффициентами загрязнения ξ , то определяют среднее значение коэффициента тепловой эффективности

$$\psi_{cp}=\frac{\sum \psi_i F_{cti}}{\sum F_{cti}}, \quad (4.32)$$

где ψ_i — коэффициент тепловой эффективности i -го участка экрана, определенного по (4.30); F_{cti} — поверхность стены i -го участка с отличающимися от других значениями x или ξ . Для неэкранированного участка стены топки, очевидно, $\psi_i=0$.

Условный коэффициент загрязнения поверхности нагрева ξ характеризует воспринятую долю теплоты рабочей средой по сравнению с теплотой, падающей на экранную поверхность. С увеличением загрязненности экранных труб коэффициент ξ уменьшается. Значения коэффициента загрязнения в зависимости от характеристики экрана и вида сжигаемого топлива приведены в табл. 4.8.

Таблица 4.8. Условный коэффициент загрязнения поверхности

Характеристика экрана и пода топки	Вид топлива	Коэффициент ξ
Открытые гладкотрубные и мембранные (плавниковые) настенные экраны	Газообразное топливо в газомазутных топках	0,65
	Мазут в газомазутных топках	0,55
	Каменные и бурые угли, фрезерный торф	0,45—0,50*
	Угли А, ПА, тощий каменный уголь	0,40—0,45*
	Нешлакующие каменные угли (типа экибастузского) при $R_{90} \leq 15\%$	0,35—0,40**
Экраны, зафутерованные огнеупорной массой в топках с твердым шлакоудалением	Сланцы эстонские	0,25
	Все виды топлив	0,2
Под топкок, закрытых шамотным кирпичом	То же	0,1

* Большие значения относятся к топкам, имеющим систематическую обдувку экранов.

** Меньшее значение при $q_f < 3,5$ МВт/м². При $R_{90} > 15\%$ принимать как для каменных углей.

Для двусветных экранов среднее значение ξ уменьшают на 0,1 по сравнению с этой же величиной для настенных экранов.

В топках с жидким шлакоудалением футерованные экраны работают при более высоких температурах, чем при твердом удалении шлаков, и взаимодействуют с пленкой жидкого шлака.

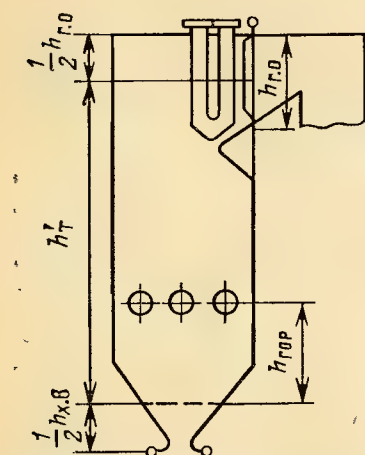


Рис. 4.2. К определению относительного местоположения максимума температуры в топке

Условный коэффициент загрязнения в этом случае определяют по формуле

$$\xi = b(0,53 - 0,25 \cdot 10^{-3} t_3^{\text{пл}}), \quad (4.33)$$

где $b=1$ — для открытой камерной топки; $b=1,2$ — для топки с пережимом; $t_3^{\text{пл}}$ — температура начала плавления шлаков, принимается на 50°C ниже температуры жидкоплавкого состояния золы t_3 (см. П4).

Для плоскости, отделяющей объем топки от входа в ширмовый пароперегреватель, условный коэффициент загрязнения определяется с учетом теплообмена между объемами газов верхней части топки и в зоне ширм:

$$\xi_{\text{ш}} = \xi \beta, \quad (4.34)$$

где ξ — условный коэффициент загрязнения экранной поверхности (табл. 4.8); β — поправочный коэффициент на взаимный теплообмен газовых объемов верхней части топки и ширм.

Коэффициент β определяют по формуле

$$\beta = A/v_{\tau''}, \quad (4.35)$$

где A — температурный коэффициент, принимающий следующие значения: 1100° — для твердых топлив; 900° — для мазута и 700° — для природного газа.

На размеры тепловоспринимающей поверхности экранов, большое влияние оказывает коэффициент теплового излучения топочной камеры ξ_{τ} .

Коэффициент ξ_{τ} введен вместо применявшейся ранее степени черноты топки a_{τ} , он является радиационной характеристикой излучающего тела и зависит только от его физических свойств и температуры. Поглощательная способность (степень черноты) a характеризует степень поглощения падающего излучения и дополнительно зависит от спектра этого излучения. Для серых и черных тел по закону Кирхгофа численно $\xi = a$. Коэффициент теплового излучения ξ_{τ} определяется излучением газового факела $\xi_{\text{ф}}$, заполняющего топочный объем, и тепловой эффективностью экранных поверхностей $\psi_{\text{ср}}$ и находится по формуле

$$\xi_{\tau} = \frac{\xi_{\text{ф}}}{\xi_{\text{ф}} + (1 - \xi_{\text{ф}}) \psi_{\text{ср}}}. \quad (4.36)$$

Коэффициент излучения факела при сжигании твердых топлив находят по формуле

$$\xi_{\text{ф}} = 1 - e^{-kpS}, \quad (4.37)$$

где k — коэффициент ослабления лучей топочной средой, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, определяется по (4.39); p — давление газов в топочной камере, МПа; для топок, работающих под разрежением и с наддувом не более 5000 Па (500 мм вод. ст.), принимают $p = 0,1$ МПа; S — эффективная толщина излучающего слоя в топочной камере, м; определяется соотношением объема топки и поверхности ее стен:

$$S = 3,6 V_{\tau} p / F_{\text{ст}} p. \quad (4.38)$$

Коэффициент ослабления лучей топочной средой k определяется коэффициентом ослабления лучей трехатомными газами ($k_{\text{г}} r_{\text{п}}$), золовыми частицами ($k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}$) и горящими коксовыми частицами ($k_{\text{к}}$):

$$k = k_{\text{г}} r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + k_{\text{к}}. \quad (4.39)$$

Коэффициент ослабления лучей газовой средой определяется по состоянию газов на выходе из топочной камеры по формуле (см. также рис. 6.12)

$$k_{\text{г}} r_{\text{п}} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\text{п}} S}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\tau''}}{1000} \right) r_{\text{п}}, \quad (4.40)$$

где $T_{\tau''}$ — абсолютная температура газов на выходе из топки, К; $r_{\text{п}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$ — объемная доля трехатомных газов.

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы определяется по формуле

$$k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} = 43 r_{\text{г}} \mu_{\text{зл}} / (T_{\tau''} d_{\text{зл}})^{0,67}, \quad (4.41)$$

где $d_{\text{зл}}$ — эффективный диаметр золых частиц, мкм; определяется видом сжигаемого топлива и типом углеразмольных мельниц:

	Средний размер частиц, мкм
Угольная пыль после размол в ШБМ	13
То же после размол в ММ и СМ (кроме торфа)	16
Торф после размол в ММ	24

Концентрацию золых частиц в потоке газов $\mu_{\text{зл}}$ берут из табл. 2.1. Плотность дымовых газов при атмосферном давлении $\rho_{\text{г}} = 1300 \text{ г/м}^3$.

Коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса $k_{\text{к}}$ принимают в зависимости от вида сжигаемого топлива. Для топлив с малым выходом летучих (антрациты, полуантрациты, тощие угли) $k_{\text{к}} = 1$, для каменных и бурых углей, торфа, сланцев — $k_{\text{к}} = 0,5$.

По формуле (4.37) построен график (рис. 4.3), с помощью которого по найденной оптической толщине поглощения среды kpS можно определить коэффициент излучения топочной среды.

При сжигании газового и жидкого топлива коэффициент теплового излучения факела определяется по формуле

$$\xi_{\text{ф}} = m \xi_{\text{св}} + (1 - m) \xi_{\text{г}}, \quad (4.42)$$

где $\xi_{\text{св}}$, $\xi_{\text{г}}$ — коэффициенты теплового излучения светящейся части факела и несветящихся газов.

Коэффициент $\xi_{\text{г}}$ находят по (4.37), если принять $k = k_{\text{г}} r_{\text{п}}$.

Коэффициент $\xi_{\text{св}}$ определяют также по (4.37), если принять

$$k = k_{\text{г}} r_{\text{п}} + k_{\text{с}},$$

где $k_{\text{с}}$ — коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами, образующимися в ядре факела при сжигании мазута и газа:

$$k_{\text{с}} = 0,3(2 - \alpha_{\tau})(1,6 \cdot 10^{-3} T_{\tau''} - 0,5) \text{С}^p / \text{Н}^p, \quad (4.43)$$

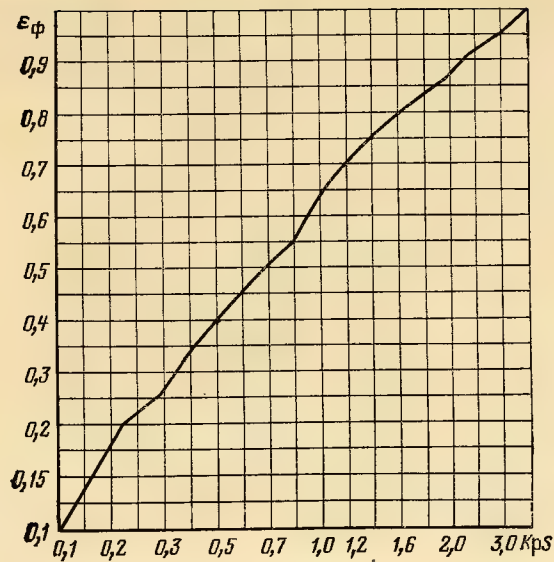


Рис. 4.3. Зависимость коэффициента излучения факела от оптической толщины поглощения среды

где C^P/H^P — соотношение между содержанием углерода и водорода в рабочей массе топлива; при сжигании природного газа его находят по составу горючих газов:

$$C^P/H^P = 3,12 \sum_n \frac{m}{n} C_m H_n; \quad (4.44)$$

здесь $C_m H_n$ — содержание входящих в состав природного газа углеводородных соединений (метан, этан, бутан), %. Значения коэффициента m в формуле (4.42), характеризующего долю топочного объема, заполненную светящейся частью факела, принимают по табл. 4.9 в зависимости от расчетного теплового напряжения топочного объема q_v .

Таблица 4.9. Доля топочного объема, заполненная светящимся факелом

Сжигаемое топливо и тепловая нагрузка q_v , кВт/м ³	Коэффициент m
Светящийся газовый факел при $q_v \leq 400$	0,1
То же, при $q_v \geq 1000$	0,6*
Мазутное пламя при $q_v \leq 400$	0,55
То же, при $q_v \geq 1000$	1,0*

* При тепловых нагрузках выше 400 и меньше 1000 кВт/м³ коэффициент определяется линейной интерполяцией.

Определенное по формуле (4.25) значение $F_{ст}$ можно проверить с помощью номограммы (рис. 4.4). Здесь по известным па-

раметрам ϑ_a , ϑ_t'' , M , а также по значениям ξ_ϕ и $\psi_{ср}$ определяется численное значение комплекса

$$B_p Q_t / F_{ст},$$

откуда находится поверхность стен $F_{ст}$. Полезное тепловыделение в топке Q_t определено ранее по (4.17). Совпадение или небольшое

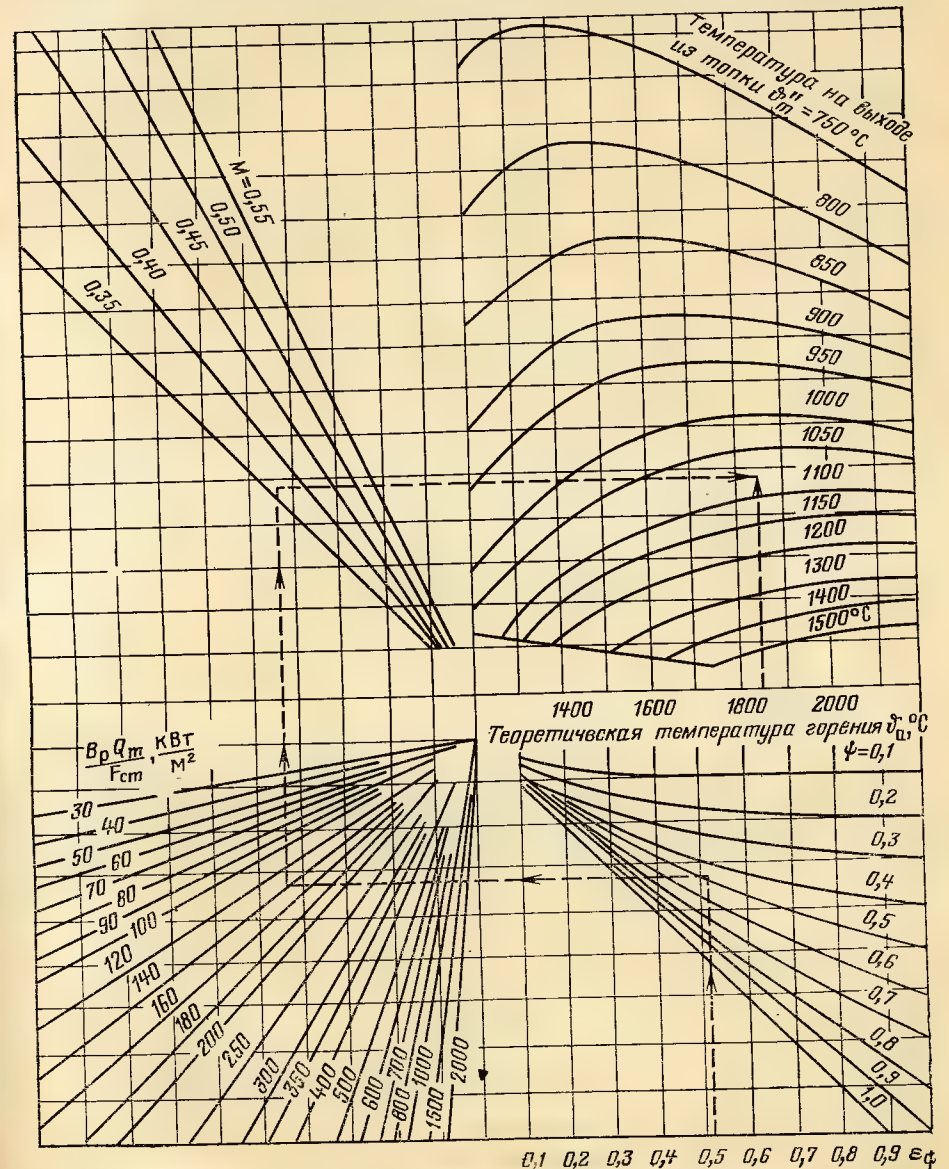


Рис. 4.4. Номограмма для расчета теплообмена в топочной камере

расхождение между двумя значениями $F_{ст}$ (до 10 %) свидетельствует о правильности расчета по формуле (4.25).

Номограмма позволяет также поверочно оценить возможную температуру газов на выходе из топки, если известны ее размеры и остальные необходимые параметры.

Полученное по (4.25) значение $F_{ст}$ сравнивается с предварительно принятой расчетной поверхностью $F_{ст}^p$ по (4.15). Разность $\Delta F_{ст} = F_{ст} - F_{ст}^p$ относят к призматической части топки и уточняют ее высоту. Изменение высоты призматической части топки (в сторону увеличения или уменьшения в зависимости от знака $\Delta F_{ст}$)

$$\Delta h_{пр} = \Delta F_{ст} / U, \quad (4.45)$$

где U — периметр призматической части топки, $U = 2a + 2b$ — в обычной топке, $U = 2a + 4b$ — в топке с двусветным экраном.

Тогда окончательная высота топочной камеры

$$h_{т} = h_{т}^p \pm \Delta h_{пр}. \quad (4.46)$$

Действительный объем топочной камеры

$$V_{т} = V_{х.в} + ab(h_{пр}^p \pm \Delta h_{пр}) + V_{в.ч}. \quad (4.47)$$

При наличии зафутерованных поверхностей в топке после установления действительных размеров ее следует вновь определить средний коэффициент тепловой эффективности по (4.32). Расхождение между принятым по эскизу и действительным коэффициентом загрязнения не должно превышать 5 % действительного значения. В противном случае необходимо сделать уточнение расчета. В заключение определяется тепловое напряжение топочного объема, кВт/м³,

$$q_{vT} = B_p Q_{нT} / V_{т}. \quad (4.48)$$

Среднее тепловое напряжение поверхности нагрева топочных экранов, кВт/м²,

$$q_{л} = B_p Q_{л} / H_{л}. \quad (4.49)$$

Лучевоспринимающая поверхность нагрева настенных и двусветных экранов топки $H_{л}$ определяется как плоскость, эквивалентная по тепловосприятию экранам. Ее определяют через степень экранирования стен топки χ :

$$H_{л} = F_{ст} \chi. \quad (4.50)$$

Степень экранирования стен современных топочных камер близка к единице. Неэкранированными являются лишь часть поверхности стен, занятая горелочными устройствами, и места разводки экранных труб для лазов, лючков, которые все вместе составляют примерно 2—3 % полной поверхности стен топки; тогда можно принять $\chi = 0,975$.

Для топочных камер, имеющих неэкранированные (открытые) участки стен, степень экранирования составит

$$\chi = (1 - F_{отк} / F_{ст}) \chi, \quad (4.51)$$

где $F_{отк}$ — поверхность неэкранированных участков стен топки, включая поверхность лазов, лючков, горелок, м².

Тепловое напряжение топочных экранов по высоте меняется по мере изменения температур факела в топке и характера загрязнения. Это учитывается специальным коэффициентом неравномерности тепловосприятия по высоте топочной камеры $\eta_{в}$ (табл. 4.10).

Таблица 4.10. Коэффициенты неравномерности распределения лучистого тепловосприятия по высоте топочной камеры

Характеристика топки	Участок	$\eta_{в}$
Пылеугольная с жидким шлакоудалением	Ошипованная часть топки	1,0
	Неошипованная часть (средняя треть высоты топки)	1,3
	Верхняя треть высоты топки	0,7
	Потолок топки	0,6
Пылеугольная с твердым шлакоудалением, без за- жигательного пояса	Нижняя треть высоты топки	1,0
	Средняя треть высоты топки	1,2—1,3*
	Верхняя треть высоты топки	0,8
	Потолок топки	0,6—0,7*
То же, с зажигательным поясом	Зажигательный пояс	1,0
	Выше пояса, средняя треть высоты топки	1,2
	Верхняя треть высоты топки	0,8
	Потолок топки	0,6
Мазутная	Нижние 2/3 высоты топки	1,3
	Верхняя треть высоты топки	0,6
	Потолок топки	0,5
Газовая	Нижние 2/3 высоты топки	1,1
	Верхняя треть высоты топки	0,8
	Потолок топки	0,6

* Меньшее значение — для бурых углей.

Тепловое напряжение участка (зоны) топки по высоте определяется с помощью этого коэффициента в зависимости от среднего теплового напряжения:

$$q_{л.з} = q_{л} \eta_{в}. \quad (4.52)$$

Полученные по (4.52) значения $q_{л.з}$ позволяют оценить полное тепловосприятие экранов топки, кДж/с, в пределах зоны, если известна площадь стен зоны $F_{ст.з}$:

$$B_p Q_{л.з} = q_{л.з} F_{ст.з}. \quad (4.53)$$

4.4. Расчет полукрытых топочных камер

Топочная камера этого типа с помощью пережима в нижней ее части условно разделена на камеру горения и камеру охлаждения продуктов сгорания (рис. 4.1,б).

Пережим создается выступающими внутрь топки трубами фронтального и зад-

него экранов примерно на 0,25*b* с каждой стороны. Обычно нижняя сторона выступа имеет длину 0,3*b*, а верхняя — (0,7—0,9)*b*. Это позволяет при необходимости легко рассчитать поверхность и объем выступов.

В пылеугольных топках с жидким шлакоудалением экраны камеры горения полностью футеруются огнеупорной массой вплоть до узкого сечения пережима, а иногда и выше — до перехода к вертикальным экранам. Верхней границей камеры горения считается узкое сечение пережима. Объем камеры горения $V_{к.г}$ определяют по ее тепловому напряжению $q_{в.г}''$ (табл. 4.11), используя выраже-

Таблица 4.11. Расчетные характеристики полукотловых топков с жидким шлакоудалением

Показатель режима работы топки	Антрациты и полуантрациты, тощие каменные угли	Каменные угли	Бурые угли
Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_t	1,2—1,25*	1,2	1,2
Среднее тепловое напряжение всей топочной камеры $q_{с.г}'$, кВт/м ²	170	200	230
Тепловое напряжение камеры горения, $q_{с.г.г}'$, кВт/м ²	580—700	750—900	700—930
Потери теплоты от механического недожога q_4 , %	3—4**	0,5	0,5
Доля шлакоулавливания $a_{шл}$	0,15—0,2	0,2—0,25	0,3—0,4

* Больше значение α_t — при транспорте пыли в топку горячим воздухом.

** Для тощих каменных углей следует принимать $q_4=1$ %.

ние (4.48). Меньшие значения тепловых напряжений камеры горения принимают в случае легкоплавкой золы топлив ($t_z \leq 1200^\circ\text{C}$), большие — для тугоплавкой ($t_z > 1350^\circ\text{C}$). Общий расчетный объем топки с пережимом определяют по среднему тепловому напряжению топки (табл. 4.11). Сечение топки находят по общим требованиям (см. § 4.1), используя тепловое напряжение сечения, близкое к максимально допустимому. Расчет поверхности топочной камеры в целом производится по формуле (4.25) с последующим уточнением ее высоты и проверкой расчетного теплового напряжения топочного объема. В отличие от топочных камер, работающих с твердым удалением шлаков, в (4.25) принимается коэффициент $M=0,48$ при сжигании высокореакционных твердых топлив, газа и мазута и $M=0,46$ — при сжигании топлив типа А, ПА, Т. Средний расчетный коэффициент тепловой эффективности определяется по формуле (4.32). Для ошипованных экранов камеры горения угловой коэффициент $x=1$, а условный коэффициент загрязнения при сжигании твердых топлив определяется по (4.33).

Кроме общего расчета теплообмена для топочной камеры в целом выполняют отдельно тепловой расчет камеры горения. При сжигании твердых топлив рекомендуется использовать формулу ЦКТИ, связывающую температуру газов на выходе из камеры горения с числом Больцмана:

$$\vartheta_{к.г}'' = \frac{T_a}{1 + 0,4/\text{Bo}^{0,6}} - 273. \quad (4.54)$$

Здесь: $\vartheta_{к.г}''$ — температура газов на выходе из камеры горения, $^\circ\text{C}$; Bo — число Больцмана для камеры горения,

$$\text{Bo} = \frac{10^{11} \vartheta_{к.г} B_p (Vc)_{к.г}}{5,67 \xi_{к.г} F_{к.г} T_a^3}, \quad (4.55)$$

где $F_{к.г}$ — поверхность стен и пода камеры горения, м²; $(Vc)_{к.г}$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания в области температур $(\vartheta_a \rightarrow \vartheta_{к.г}'')$,

$$(Vc)_{к.г} = \frac{Q_t - H_{к.г}''}{\vartheta_a - \vartheta_{к.г}''}. \quad (4.56)$$

Для расчета $(Vc)_{к.г}$ необходимо предварительно задаться температурой газов на выходе из камеры горения $\vartheta_{к.г}''$, $^\circ\text{C}$, для чего рекомендуется принять

$$\vartheta_{к.г}^p = (0,8 \div 0,85) \vartheta_a. \quad (4.57)$$

По выбранной $\vartheta_{к.г}''$ с помощью табл. 2.3 для зоны ядра факела определяется $H_{к.г}''$.

Ввиду слабой зависимости теплоемкости газов от температуры уточнения расчета не требуется, если ранее принятая температура $\vartheta_{к.г}^p$ будет отличаться от расчетной по (4.54) менее чем на 50 $^\circ\text{C}$.

При сжигании мазута и природного газа в топочных камерах с пережимом температуру продуктов сгорания на выходе из камеры горения можно определить по формуле

$$\vartheta_{к.г}'' = \frac{\beta_{сг} Q_p}{(Vc)''} - \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \xi_{сг.г} (T_{к.г}'')^4 \psi F}{B_p (Vc)''}, \quad (4.58)$$

где $\beta_{сг}$ — доля топлива, сгоревшего в камере горения; можно принять следующие значения: при избытке воздуха в горелке $\alpha_{гор} \geq 1,05$ $\beta_{сг} = 0,96 \div 0,98$, то же при $\alpha_{гор} = 1,0 \div 1,02$ $\beta_{сг} = 0,9$; $(Vc)''$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания при температуре $\vartheta_{к.г}''$ и избытке воздуха α_t :

$$(Vc)'' = H_{к.г} / \vartheta_{к.г}''. \quad (4.59)$$

$\vartheta_{к.г}''$ предварительно можно принять равным $(0,75 \div 0,8) \vartheta_a$; ψF — произведение коэффициента эффективности на поверхность стен камеры горения:

$$\psi F = \psi_{ср} F_{к.г} + \psi' F_c, \quad (4.60)$$

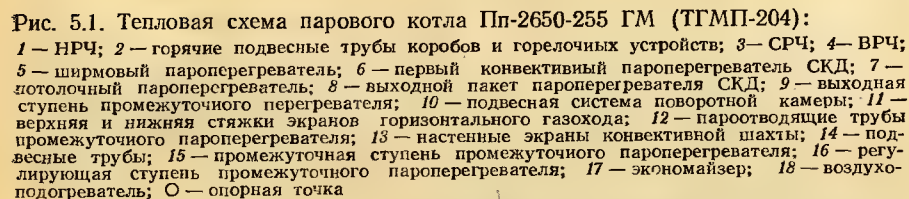
где $\psi_{ср}$ — средний коэффициент тепловой эффективности стен и пода камеры горения [определяется по (4.32)]; ψ' — коэффициент, характеризующий отдачу теплоты излучением из камеры горения через сечение скна F_c в камеру охлаждения; ψ' принимают равным 0,2 — при сжигании мазута и 0,1 — при сжигании природного газа; $\xi_{к.г}$ — коэффициент излучения среды в камере горения; определяется по формулам (4.36) и (4.42), где коэффициент $m=1$ — при сжигании мазута и $m=0,6$ — при сжигании природного газа.

Необходимая толщина излучающего слоя S находится по (4.38) исходя из размеров камеры горения.

Глава пятая

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛА

Тепловому расчету теплообменных поверхностей предшествует распределение тепловосприятий по поверхностям нагрева, в результате чего оцениваются параметры теплообменивающихся сред на границах поверхностей. Эти данные в дальнейшем используются для нахождения температурных напоров и расчета теплообмена в поверхностях нагрева.



Тепловая схема котла отражает наличие теплообменных поверхностей или их ступеней, последовательность их включения по газовому и водопаровому трактам, взаимное движение сред в поверхностях, расположение узлов регулирования, обводных трактов, а также температуры сред на границах поверхностей и их тепловосприятия. В качестве примера на рис. 5.1 изображена тепловая схема котла Пп-2650-255 ГМ. При разработке тепловой схемы* значения параметров сред в опорных

50

Для расчета тепловосприятий используются уравнения теплового баланса отдельных поверхностей. Проверка правильности распределения тепловосприятий осуществляется сведением общего теплового баланса котла.

В связи с тем что при тепловом расчете парового котла в курсовом, и часто дипломном, проектировании гидравлический расчет поверхностей не выполняется, давление рабочей среды на границах поверхностей определяется оценкой гидравлического сопротивления отдельных поверхностей и всего водопарового тракта котла. Исходные данные для этого следует брать из соответствующих проектных разработок котлостроительных заводов, а при их отсутствии — использовать рекомендации настоящего пособия (пп. 5.1.4 и 5.1.5).

$$p_{\Pi.B} = p_{\Pi.\Pi} + \Delta p, \quad (5.1)$$

где Δp — гидравлическое сопротивление всего тракта котла.
Давление за поверхностью нагрева

$$p_i'' = p_i' - \Delta p_i, \quad (5.2)$$

где Δp_i — сопротивление поверхности котла по рабочей среде.

Давление на границе соседних поверхностей считается одинаковым $p_i'' = p'_{i+1}$.

Общая потеря давления определяется сопротивлением отдельных поверхностей:

тракта высокого давления

$$p'_{\text{ЭК}} - p_{\text{н.п}} = \Sigma \Delta p_i, \quad (5.3)$$

тракта вторичного пароперегревателя

$$p'_{BT} - p''_{BT} = \Sigma \Delta p_{BT i} \quad (5.4)$$

5.1.1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛА*

Теплота, отданная газами (основной и дополнительной ** поверхности), кДж/кг, кДж/м³,

$$Q_{б.осн} + Q_{б.доп} = \varphi (H' - H'' + \Delta\alpha H^0_{прс}), \quad (5.5)$$

где φ — коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты поверхностью в окружающую среду (4.24); H' , H'' — энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг, кДж/м³ (табл. 2.3); $\Delta\alpha$ — изменение избытка воздуха в поверхности (табл. 1.8); $H^0_{прс}$ — энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг, кДж/м³, определяется с помощью табл. 2.3 по температуре холодного воздуха (принимают $t_{х.в} = 30^\circ\text{C}$ для всех поверхностей, если нет особых указаний; для воздухоподогревателя вычисляется по средней температуре воздуха).

В уравнении теплового баланса теплота, отданная дымовыми газами, приравнивается к теплоте, воспринимаемой паром, водой или воздухом.

Теплота, воспринятая рабочей средой,

$$Q_6 = \frac{D}{B_p} (h'' - h'). \quad (5.6)$$

В ширмовых и конвективных пароперегревателях, получающих теплоту излучением из топки, теплота, воспринятая обогреваемой средой вследствие охлаждения омывающих газов (балансовая) ***,

$$Q_6 = \frac{D}{B_p} (h'' - h') - Q_{л}, \quad (5.7)$$

где D — расход рабочей среды через рассчитываемую поверхность (5.16), кг/с; B_p — расчетный расход сжигаемого топлива (3.14), (3.16), кг/с, м³/с; h'' и h' — энтальпии среды на входе и выходе из поверхности, определяемая по давлению и температуре среды на границах рассчитываемой поверхности, кДж/кг; $Q_{л}$ — теплота, полученная поверхностью излучением из топки (п. 5.1.3).

Теплота, воспринятая воздухом,

$$Q_{вп} = \left(\beta''_{вп} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2} + \beta_{рц} \right) (H^0_{вп} - H^0_{вп}), \quad (5.8)$$

где $\beta''_{вп}$ — отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому (1.7), (1.10); $\beta_{рц}$ — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе, рециркуляцию организуют наряду с калориферным подогревом для повышения температуры поступающего в воздухоподогреватель воздуха, см. (5.26); $H^0_{вп}$ и $H^0_{вп}$, кДж/кг, кДж/м³ — энтальпия воздуха на выходе из воздухоподогревателя и на входе (см. табл. 1.5, 1.6, 2.3); $\Delta\alpha_{вп}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе, принимается равным утечке по воздушной стороне (см. табл. 1.8).

* При определении тепловосприятий наряду с уравнениями теплового баланса приходится использовать и другие уравнения (материального баланса, движения, состояния).

** Дополнительные поверхности — это экраны, подвесные, отводящие трубы, размещенные в газоходах ширм, пароперегревателей, поворотной камеры и других поверхностей; рассчитываются отдельно при $F_{доп} > 0,05 F_{осн}$.

*** Охлаждение омывающих газов происходит за счет как конвективного, так и лучистого теплообмена, что отражено в расчете теплопередачи (гл. 6).

кулирующего воздуха в воздухоподогревателе, рециркуляцию организуют наряду с калориферным подогревом для повышения температуры поступающего в воздухоподогреватель воздуха, см. (5.26); $H^0_{вп}$ и $H^0_{вп}$, кДж/кг, кДж/м³ — энтальпия воздуха на выходе из воздухоподогревателя и на входе (см. табл. 1.5, 1.6, 2.3); $\Delta\alpha_{вп}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе, принимается равным утечке по воздушной стороне (см. табл. 1.8).

5.1.2. ЭНТАЛЬПИИ И ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В ПОВЕРХНОСТЯХ КОТЛА

Приращение энтальпии рабочей среды Δh , кДж/кг, при распределении тепловосприятий должно быть оценено, для чего следует воспользоваться рекомендациями пп. 5.1.4, 5.1.5 (применительно к проектируемому типу котла) *.

Энтальпия рабочей среды на выходе из теплообменной поверхности, кДж/кг,

$$h_i'' = h_i' + \Delta h_i, \quad (5.9)$$

где h_i' — энтальпия рабочей среды на входе в поверхность, кДж/кг. Обычно это значение считают равным выходному из предыдущей по ходу рабочей среды поверхности, т. е.

$$h_i'' = h_{i+1}'. \quad (5.10)$$

Однако если между поверхностями осуществляется ввод обводного потока (выпуск, байпас), то при смешении происходит снижение энтальпии и равенство энтальпии на границе поверхностей нарушается. В этом случае энтальпия среды на входе в последующую поверхность определяется из уравнения смешения

$$h_{i+1}' = h_i'' - \frac{D_{впр}}{D_i + D_{впр}} (h_i'' - h_{впр}), \quad (5.11)$$

где $D_{впр}$, $h_{впр}$ — расход, кг/с, и энтальпия, кДж/кг, рабочей среды обводного потока перед смешением; D_i , h_i'' — расход, кг/с, и энтальпия, кДж/кг, рабочей среды на выходе из предвключенной поверхности.

В случае включения пароохладителя «в рассечку» ступени пароперегревателя

$$h'' = h' + \Delta h - \Delta h_{по}, \quad (5.12)$$

где $\Delta h_{по}$ — снижение энтальпии пара в пароохладителе, что определяется по (5.11) ($\Delta h_{по} = h_i'' - h_{i+1}'$), кДж/кг.

После завершения распределения приращения энтальпии рабочей среды в поверхностях нагрева проектируемого котла выполняется проверка правильности выполненного распределения. Это делается следующим образом.

Для прямоточного котла:

по тракту высокого давления

$$h_{п.п} - h_{п.в} + \Sigma \Delta h_{по} = \Sigma \Delta h_i, \quad (5.13)$$

где $h_{п.п}$ и $h_{п.в}$ — энтальпии уходящего из котла перегретого пара и поступающей питательной воды, кДж/кг; $\Sigma \Delta h_{по}$ — снижение энтальпии рабочей среды в пароохладителях, в местах ввода обводных потоков (шунтов, байпасов), в паропаровых теплообменниках, кДж/кг; Δh_i — приращение энтальпии рабочей среды при прохождении каждой теплообменной поверхности, кДж/кг;

по тракту низкого давления

$$h_{вт}'' - h_{вт}' + \Delta h_{байпас} = \Sigma \Delta h_{вт}, \quad (5.14)$$

* Исключением из указанной рекомендации является расчет радиационных пароперегревателей и экономайзеров барабанных котлов, для которых приращение энтальпии рабочей среды более точно определяется по тепловосприятию (п. 5.1.3).

где $h'_{вт}$ и $h''_{вт}$ — энтальпия пара, уходящего из промежуточного пароперегревателя и поступающего в него, кДж/кг; $\Delta h_{байпас}$ — снижение энтальпии вторичного пара в месте ввода байпасного пара, кДж/кг; $\Delta h_{вт}$ — приращение энтальпии вторичного пара при прохождении пакетов вторичного пароперегревателя или теплообменников, кДж/кг.

Для барабанного котла

$$h_{п.п} - h_{н.п} + \Sigma \Delta h_{по} = \Sigma \Delta h_i, \quad (5.15)$$

где $h_{п.п}$ и $h_{н.п}$ — энтальпия перегретого пара на выходе из пароперегревателя и насыщенного пара, кДж/кг; $\Sigma \Delta h_{по}$ — снижение энтальпии перегретого пара в парохладителях, кДж/кг; Δh_i — приращение энтальпии перегретого пара при прохождении паром каждой ступени пароперегревателя, кДж/кг.

Выполнение равенств (5.13), (5.14) или (5.15), используемых в соответствии с типом и компоновкой проектируемого котла, характеризует правильность распределения приращения энтальпий; по значениям приращения энтальпий с помощью (5.9) — (5.12) определяются энтальпии рабочей среды на границах всех теплообменных поверхностей водопарового тракта проектируемого котла.

Итак, давления и энтальпии рабочей среды на границах поверхностей установлены. С помощью термодинамических таблиц находим температуры рабочей среды на границах.

Значения давлений, температур, энтальпий, приращений энтальпии вносятся в соответствующие строки сводной таблицы, составленной применительно к разработанной компоновке проектируемого котла (образец — см. табл. 5.1, 5.3).

При определении тепловосприятия поверхности по приращению энтальпии (5.6), (5.7) требуются данные по расходу рабочей среды D_i , кг/с, что определяется паропроизводительностью котла $D_{п.п}$, значениями впрысков $D_{впр}$, продувок $D_{прод}$ (п. 5.1.4, 5.1.5),

$$D_i = D_{п.п} - \Sigma D_{впр} + D_{прод}. \quad (5.16)$$

В (5.16) $D_{впр}$, $D_{прод}$ учитываются только для поверхностей, расположенных по водопаровому тракту до места ввода впрыска или вывода продувки*.

На рис. 5.3, 5.5, а также в табл. 5.1, 5.3 приведены действительные расходы рабочей среды по поверхностям паровых котлов; эти данные могут быть использованы для оценки расхода среды в поверхностях проектируемого котла.

5.1.3. ТЕПЛОСПРИЯТИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛА, ЭНТАЛЬПИИ И ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗОВ

Тепловосприятия определяются по приращению энтальпии рабочей среды Δh (п. 5.1.2) с использованием уравнения теплового баланса (5.6), (5.7).

Ширмовые (полурadiaционные) поверхности. Тепловосприятие ширм, кДж/кг, кДж/м³, складывается из теплоты, получаемой излучением из топki $Q_{л.ш}$, и теплоты от омывающих газов $Q_{б.ш}$. С учетом тепловосприятия дополнительных поверхностей (экранов газохода ширм $Q_{доп}$)

$$Q_{ш+доп} = Q_{л.ш+доп} + Q_{б.ш+доп}. \quad (5.17)$$

Первое слагаемое (5.17) вычисляется как разность между теплотой, получаемой излучением из топki плоскостью входного окна газохода ширм $Q_{л.вх}$, и теплотой, излучаемой из топki и ширм $Q_{л.вых}$ на теплообменные поверхности, расположенные по

* В поверхности, шунтируемой байпасом, расход среды, определяемый по (5.16), уменьшается на значение расхода через байпас. При включении обводных потоков или продувки «в рассечку» расход определяется усреднением расходов по участкам.

ходу газов за ширмами (трубные пучки, экраны) (о распределении теплоты между ширмами и экранами — см. п. 5.2.2, § 5.3):

$$Q_{л.ш+доп} = Q_{л.вх} - Q_{л.вых}. \quad (5.18)$$

Теплота, получаемая излучением из топki,

$$Q_{л.вх} = \frac{\beta \eta_v q_{л.вх}}{B_p}, \quad (5.19)$$

где β — коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и ширмами (4.35); η_v — коэффициент распределения тепловой нагрузки по высоте топki (табл. 4.10); $q_{л.вх}$ — среднее тепловое напряжение топочных экранов, кВт/м², (4.49); $F_{л.вх}$ — лучевоспринимающая поверхность входного сечения ширм в топке, м² (рис. 5.7, $F_{вх} = (h_{ш} + c)a$, м²); B_p — расчетный расход топлива, кг/с (3.16).

Теплота, излучаемая из топki и ширм на поверхности за ширмами,

$$Q_{л.вых} = \frac{Q_{л.вх} (1 - \xi) \varphi_{ш}}{\beta} + \frac{5,7 \cdot 10^{-11} F_{л.вых} T_{ср}^4 \epsilon_{п}}{B_p}, \quad (5.20)$$

где ξ — коэффициент излучения газовой среды (4.37); $\varphi_{ш}$ — угловой коэффициент с входного на выходное сечение ширм (см. (5.43)); $F_{л.вых}$ — лучевоспринимающая поверхность, находящаяся за ширмами, м² (рис. 5.7, $F_{л.вых} = h_{п.т} a$); $T_{ср}$ — средняя температура газов в ширм, К (§ 5.3); $\epsilon_{п}$ — поправочный коэффициент (угли, жидкое топливо — 0,5, сланцы — 0,2, природный газ — 0,7).

Второе слагаемое (5.17) определяется по (5.5):

Трубный пучок. Теплота, получаемая поверхностью трубного пучка из топki, $Q_{л.п}$, кДж/кг, кДж/м³, зависит от предвключенных поверхностей, которые ослабляют тепловосприятие:

для пучка, отделенного от топki ширмами

$$Q_{л.п} = \frac{Q_{л.вых.ш} F_{л.п.т} \eta_{п.т}}{F_{л.вых.ш}}; \quad (5.21)$$

для пучка, отделенного от топki ширмами и подвесными трубами (например для первой по газам ступени конвективного пароперегревателя),

$$Q_{л.п} = \frac{Q_{л.вых.ш} F_{л.п}}{F_{л.вых.ш}} (1 - x_{п.т}); \quad (5.22)$$

для пучка, отделенного от топki ширмами, подвесными трубами и конвективным пучком с общим числом рядов труб по ходу газов пять и более, принимают

$$Q_{л.п} = 0. \quad (5.23)$$

В (5.19) $q_{л.вх}$ — среднее тепловое напряжение поверхности нагрева топочных экранов (4.49); $Q_{л.вых.ш}$ и $F_{л.вых.ш}$ — теплота излучения из топki и ширм на рассчитываемый трубный пучок и излучающая поверхность выходного сечения ширм; $F_{л.п}$ — луче-

воспринимающая поверхность входного сечения пучка, м² (§ 5.4, 5.5); $\chi_{п.т}$ — угловой коэффициент подвесных труб или фестона, предвключенных рассчитываемому пучку (см. рис. 5.19).

В отсутствие предвключенной поверхности излучение из топки на пучок учитывается коэффициентом распределения тепловой нагрузки по высоте топки (η_v — см. табл. 4.10):

$$Q_{л.п} = \eta_v q_l \frac{F_{л.п}}{B_p}. \quad (5.24)$$

Настенные экраны. Тепловосприятие радиационных настенных экранов определяется по формуле

$$Q_{экp} = q_{экp} \frac{F_{экp}}{B_p}, \quad (5.25)$$

где $q_{экp}$ — среднее тепловое напряжение рассчитываемой экранной поверхности, кВт/м²; а) для экранов топки $q_{экp.т} = \eta_v q_l$ [η_v — см. табл. 4.10; q_l — (4.49)]; б) для экранов горизонтального газохода $q_{экp.г.г}$ можно оценить 20—40; в) для экранов поворотной камеры (без учета конвективной составляющей) — 13—19; г) для экранов конвективной шахты 20—22 (на входе), 5—8 (на выходе) — меньшие числа относятся к природному газу, большие — к мазуту, см. табл. 5.1, 5.3; $F_{экp}$ — лучевоспринимающие поверхности экранов, м², $F_{экp} = F_{ст}^{экp} \chi$, где $F_{ст}^{экp}$ — поверхность стены, закрытая соответствующим экраном, м²; χ — угловой коэффициент экрана (4.31).

Экономайзер. Определение тепловосприятия экономайзера часто выполняют как определение тепловосприятия замыкающей поверхности после расчета тепловосприятий всех остальных поверхностей, когда известны энтальпии газов соседних поверхностей. В этом случае тепловосприятие экономайзера определяется по газовой стороне с помощью (5.5), считая при этом энтальпию газов на входе в экономайзер $H'_{эк}$ равной энтальпии газов на выходе из предыдущей поверхности, а энтальпию газов на выходе из экономайзера $H''_{эк}$ определяют из расчета энтальпии газов в воздухоподогревателе [при рециркуляции в месте отбора газов, т. е. между экономайзером и воздухоподогревателем равны только температуры $\vartheta'_{эк} = \vartheta_{г.отб} = \vartheta'_{вп}$ (§ 2.3)]. Такая последовательность расчета тепловосприятий экономайзера позволяет более точно оценить тепловосприятие и приращение энтальпии воды в экономайзере.

Тепловосприятие при двухступенчатой компоновке также определяется по (5.5), при этом стремятся охлаждать газы во второй ступени до $\vartheta'_{экII} = 520 \div 530$ °С, чтобы ослабить окислительно-образующее действие верхней трубной доски второй ступени воздухоподогревателя. На входе во вторую ступень вода должна быть нагрета до кипения [$h'_{экII} = h_{кип} - (165 \div 210)$, кДж/кг]. Это обеспечивает равномерную раздачу воды по параллельно включенным змеевикам и снижение тепловой развертки.

Воздухоподогреватель. Его тепловосприятие определяют с помощью (5.8). Значения энтальпий воздуха находят по температурам нагреваемого воздуха (§ 1.4), используя табл. 2.3. При использовании для подогрева входящего воздуха рециркуляции доля рециркулирующего воздуха

$$\beta_{рц} = (\alpha_t - \Delta\alpha_t - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{вп}) \frac{t'_{вп} - t_{х.в}}{t_{г.в} - t'_{вп}}. \quad (5.26)$$

Все входящие в (5.26) величины представлены в § 1.4, 1.5.

При двухступенчатой компоновке воздухоподогревателя (§ 1.4) тепловосприятие ступеней также определяется по (5.8); в расчете используются соответствующие значения энтальпий и коэффициентов избытка воздуха. При этом для получения достаточного температурного напора на холодном конце экономайзера первой ступени температура воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя должна несколько превышать температуру питательной воды [$t'_{впI} = t_{п.в} + 40 + 0,7(\vartheta_{ух} - 120)$, °С].

Энтальпия и температура газов. После определения тепловосприятий всех поверхностей нагрева находят энтальпию газов на границах поверхностей. При этом в (5.5) следует вводить тепловосприятия как основной, так и дополнительной поверхностей, размещенных совместно в газоходе.

По значениям энтальпий с помощью табл. 2.3 определяют температуры газов на границах поверхностей нагрева. Для обеспечения надежной работы котла должны быть учтены рекомендации по выбору температур газов в опорных точках тепловой схемы проектируемого котла (для температуры газов на выходе из топки $\vartheta_{т}$ рекомендации приведены в § 4.2, температура газов перед первым конвективным пучком конвективной шахты должна быть не более 600—900 °С. Температура газов перед выходным пакетом вторичного пароперегревателя при наличии одной БРОУ — не более допустимой температуры для металла труб, температура перед трубной доской воздухоподогревателя — не более 530 °С, температура уходящих газов $\vartheta_{ух}$ определяется по табл. 1.4.

Тепловой баланс. Завершающим этапом распределения тепловосприятий является проверка правильности распределения с помощью определения невязки теплового баланса котла

$$\Delta Q = Q_p \eta_k - (Q_l + \Sigma Q_i) \frac{100 - q_4}{100} \quad (5.27)$$

и

$$|\delta Q| = \frac{|\Delta Q|}{Q_p} 100 \leq 0,5, \%, \quad (5.28)$$

где Q_p — расчетная располагаемая теплота, кДж/кг, кДж/м³; η_k — коэффициент полезного действия котла, %; q_4 — потери теплоты с механической неполнотой сгорания (расчет $Q_p \eta_k$, q_4 приведен в гл. 3), %; Q_l — количество теплоты, излучаемой объемом газов топки и воспринятой радиационными поверхностями (экранами топки горизонтального газохода, ширмами, подвесными трубами, конвективным пароперегревателем), кДж/кг, кДж/м³; Q_i — количество теплоты, воспринятой теплообменными поверхностями при охлаждении омывающих эти поверхности газов, кДж/кг, кДж/м³ (5.5).

Невыполнение условия (5.28), т. е. превышение невязки значения 0,5 % Q_p , требует пересчета теплового баланса котла для устранения погрешности расчета.

Если в результате уточнения общего баланса менялись тепловосприятия отдельных поверхностей, то необходимо проверить с помощью (5.6), (5.7) соответствие приращения энтальпии рабочей среды и тепловосприятия Q_i для каждой рассчитываемой поверхности нагрева котла.

Окончательные данные по распределению тепловосприятия и по другим величинам (p , МПа; t , °С; h , кДж/кг; Δh , кДж/кг; D , кг/с; H , кДж/кг; кДж/м³; ϑ , °С; Q , кДж/кг, кДж/м³) рекомендуется свести в таблицу (форма, аналогичная табл. 5.1, 5.3), составленную в соответствии с типом котла и его тепловой

схемой, т. е. в строгом соответствии с наличием теплообменных поверхностей и их компоновкой по рабочей среде и газам.

Далее излагаются особенности распределения тепловосприятий применительно к прямоточному и барабанному типам энергетических котлов большой мощности. Различие определяется тем, что в барабанном котле между зоной испарения и зоной перегрева пара имеется четкая граница раздела — уровень воды в барабане. В прямоточных котлах такой границы нет — зоны подогрева, испарения воды и перегрева пара подвижны, они меняют свое положение в зависимости от соотношения между расходом топлива и расходом питательной воды. Например, при увеличении расхода питательной воды экономийерный участок увеличится и сечение, где начинается испарение, сдвинется дальше по пароводяному тракту.

5.1.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПРЯМОТОЧНОГО ПАРОВОГО КОТЛА СВЕРХКРИТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

При распределении тепловосприятий по теплообменным поверхностям прямоточного парового котла сверхкритического давления (СКД) стремление повысить надежность и экономичность котла вызывает необходимость выполнения ряда рекомендаций, специфичных для котлов этого типа.

При проектировании котлов СКД важным является разработка тепловой схемы (см. рис. 5.1), определяющей температурные зоны размещения теплообменных поверхностей и распределение их тепловосприятий. Для снижения температурной разверки приходится ограничивать приращение энтальпии в каждом элементе (в поверхности до 400, в панели до 160—200 кДж/кг), что усложняет как водопаровую схему, так и определение температурных границ элементов по газовому и пароводяному трактам.

В современных прямоточных котлах СКД переходная зона не оформляется в виде поверхности, вынесенной в область меньших тепловых нагрузок (рис. 5.2, 5.3). Котлы СКД работают на глубокохимобессоленной питательной воде, и поэтому солевые загрязнения незначительны. Загрязнения, основанные на оксидах конструкционных материалов, имеют зону отложения, значительно превышающую участок, допускаемый в соответствии с тепловой схемой к выделению в вынесенную переходную зону*. Однако поверхность, в которой рабочая среда имеет максимальную теплоемкость и ухудшенный теплоотвод ($h=2000\div 2500$ кДж/кг), стремятся располагать вне зоны максимальных тепловых нагрузок.

В котлах СКД используется ряд способов снижения температуры металла поверхностей нагрева. В первую очередь это достигается выбором подходящих гидродинамических условий. Радикальным способом является увеличение массовой скорости до 2000 кг/(м²·с) (НРЧ, уголь) и 2500 кг/(м²·с) (НРЧ, мазут). Использование рециркуляции рабочей среды ($h_{\text{пр}} \approx 2020$ кДж/кг) позволяет уменьшить разность температур труб в соседних панелях (это особенно важно при газоплотной конструкции, где недопустима разность температур более 70 °С) и снизить расход среды при пуске котла до 10—15 %. Большой эффект в ограничении гидравлической разверки дает дросселирование труб в элементе или элементов в контуре (при $h_{\text{дрос}} \leq 1675$ кДж/кг).

Все перечисленные мероприятия, наряду с улучшением гидравлических характеристик, значительно повышают сопротивление водопарового тракта.

Выравнивание температуры среды соседних поверхностей достигается также и с помощью байпасирования рабочей среды.

В процессе распределения тепловосприятий должны быть вычислены (или оценены) следующие величины: давления рабочей среды на границах всех теплообменных поверхностей котла, приращения энтальпии рабочей среды, действительные расходы рабочей среды в каждой поверхности (обычно при распределении тепловосприятий расчет ведут на общий расход рабочей среды по всем

* В нормальных условиях эксплуатации отложения незначительны, и обусловленные ими повышения температуры металла можно не учитывать в тепловом расчете.

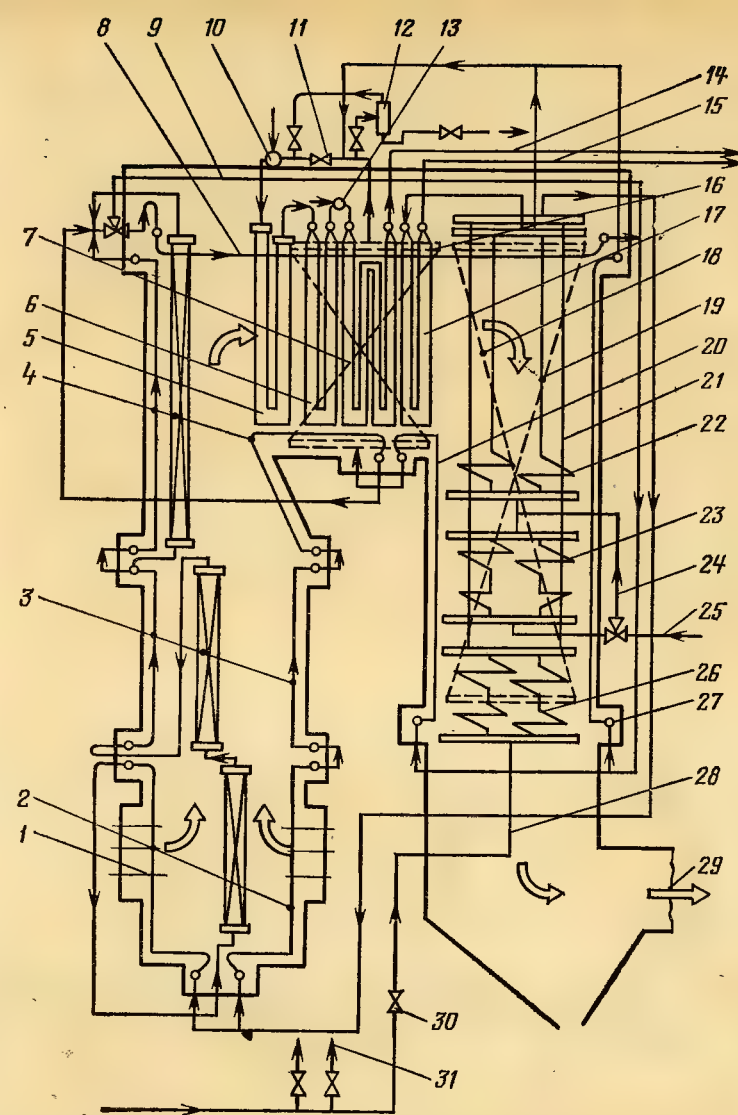


Рис. 5.2. Компоновка прямоточного парового котла сверхкритического давления Пп-2650-255 ГМ (ТГМП-204):

1 — газомазутные горелки; 2 — экраны стен НРЧ; 3 — экраны стен СРЧ; 4 — экраны стен ВРЧ и пода горизонтального газохода; 5 — ширмовый пароперегреватель; 6 — входная ступень конвективного пароперегревателя; 7 — выходная ступень конвективного пароперегревателя; 8 — потолочный экран топки, горизонтального газохода и поворотной камеры; 9 — байпас потолочного экрана; 10 — впрыскивающий парохладитель первой ступени; 11 — встроенная задвижка; 12 — растопочный паросепаратор; 13 — впрыскивающий парохладитель второй ступени; 14 — выход перегретого пара сверхкритического давления; 15 — выход перегретого вторичного пара; 16 — боковой экран горизонтального газохода; 17 — выходная ступень вторичного пароперегревателя; 18 — боковой экран конвективной шахты; 19 — пароводящие трубы промежуточной ступени вторичного пароперегревателя; 20 — экран фронтальной стены конвективной шахты и пода горизонтального газохода; 21 — подвесные трубы; 22 — промежуточная ступень вторичного пароперегревателя; 23 — регулирующая ступень вторичного пароперегревателя; 24 — байпас регулирующей ступени; 25 — вход вторичного пара; 26 — экономайзер; 27 — задний экран конвективной шахты; 28 — вход питательной воды; 29 — выход дымовых газов; 30 — регулирующий питательный клапан; 31 — подача воды на парохладитель

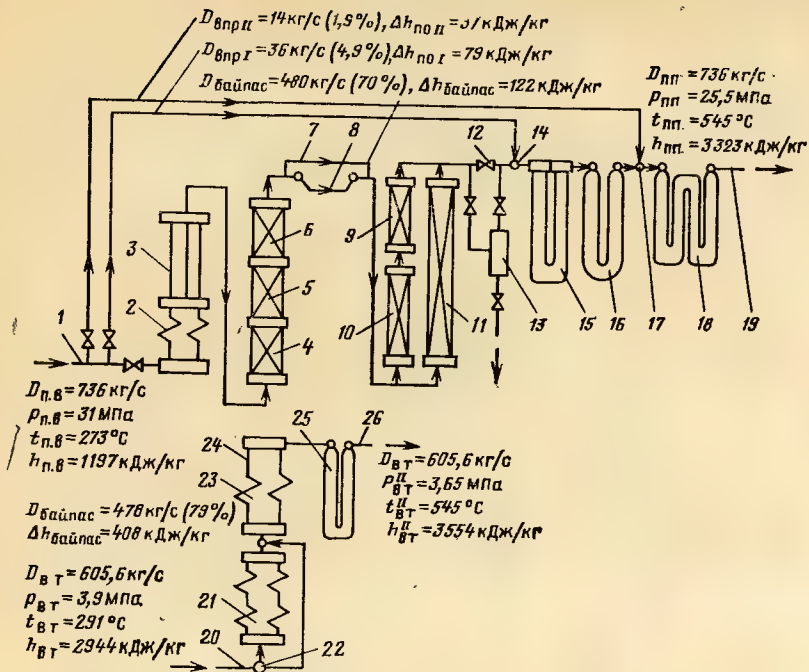


Рис. 5.3. Схема водопарового тракта прямооточного парового котла закритического давления Пп-2650-255 ГМ (ТГМП-204):

1 — вход питательной воды; 2 — экономайзер; 3 — подвесные трубы; 4 — НРЧ; 5 — СРЧ; 6 — ВРЧ; 7 — байпас потолочного экрана; 8 — потолочный экран; 9 — боковые экраны горизонтального газохода; 10 — экран фронтальной конвективной шахты; 11 — экраны боковых стен и задней стены конвективной шахты; 12 — встроенная задвижка; 13 — растопочные сепараторы; 14 — первый выскрывающий парохладитель; 15 — ширмовый пароперегреватель; 16 — входная ступень конвективного парохладителя; 17 — второй выскрывающий парохладитель; 18 — выходная ступень конвективного пароперегревателя; 19 — выход перегретого пара сверхкритического давления; 20 — вход вторичного давления; 21 — регулирующая ступень вторичного пароперегревателя; 22 — регулирующая паровая заслонка; 23 — промежуточная ступень; 24 — паротводящие трубы; 25 — выходная ступень; 26 — выход перегретого вторичного пара

потокам; число потоков учитывается при проектировании поверхностей нагрева), энтальпии и температуры рабочей среды, температуры и энтальпии газов на границах поверхностей и тепловосприятие каждой поверхности (пример — табл. 5.1, 5.2) *.

Сопротивление водопарового тракта котла СКД (5.3) может быть принято равным $\Delta p_k = (0,20 \div 0,25) p_{п.п.}$, например, $\Delta p_k = 5 \div 6 \text{ МПа}$ при $p_{п.п.} = 25,5 \text{ МПа}$. Сопротивление вторичного пароперегревателя (5.4) должно быть указано в задании на проектирование, обычно $\Delta p_{вт} = 0,2 \div 0,3 \text{ МПа}$.

* В табл. 5.1 приведены основные результаты теплового расчета котла СКД паропроизводительностью 2650 т/ч, а в табл. 5.2 — данные по гидравлическим сопротивлениям и приращениям энтальпий того же котла. Эти данные типичны для котлов СКД. Предполагается, что материал этих таблиц облегчит проведение первоначальной оценки параметров сред в поверхностях нагрева, распределения тепловосприятий, а после выполнения теплового расчета — может установить правильность полученных результатов.

Т а б л и ц а 5.1. Данные теплового расчета прямооточного котла закритического давления Пп-2650-255 ГМ (ТГМП-204), топливо — мазут, $Q_{г.р} = 39,1 \text{ МДж/кг}$, расход $B_p = 51,5 \text{ кг/с}$; рециркуляция в верхнюю часть толки $\gamma_n = 0,05$, в нижнюю часть $\gamma_n = 0,15$; надув $p_t = 6,0 \text{ кПа}$; $\alpha''_t = 1,03$

Среды, поверхность нагрева	Величина	Экономайзер		Подвесные трубы		Экраны стен толки и пода горизонтального газохода		Экран потолка толки, горизонтального газохода, поворотной камеры		Экраны горизонтального газохода конвективной шахты		Ширины	
		Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход
Рабочая среда	Давление p , МПа	31,0	203,0	30,5	28,5	28,5	28,0	27,6	27,0	27,6	27,0	27,0	26,5
	Температура t , °C	273	315	315	320	320	420	430	440	424	427	417	448
	Энтальпия h , h'' , кДж/кг	1197	1400	1400	1440	1440	3673	2673	2847	2725	2772	2693	2918
	Приращение энтальпии Δh , $\Delta h''$, кДж/кг												
Продукты сгорания	Расход среды D , кг/с												
	Массовая скорость w , кг/(м ² ·с)												
	Скорость w , м/с												
	Коэффициент теплоотдачи α_s , Вт/(м ² ·K)												
Продукты сгорания	Температура θ , °C												
	Энтальпия H_r , кДж/кг												
	Тепловосприятие Q , кДж/кг												
		523	391	816	523	523	16 377 ²	698 ³	—	1311	391	1311	1176
Продукты сгорания		8596	6317	13 940	8602	523	—	—	—	23 563	6323	23 563	20 896

Среда, поверхность нагрева	Величина	Поверхности										Воздухоподогреватель	
		Входная ступень конвективного пароперегревателя		Выходная ступень конвективного пароперегревателя		Регулирующая ступень вторичного пароперегревателя		Промежуточная ступень вторичного пароперегревателя		Отводящие трубы		Выходная ступень вторичного пароперегревателя	
		Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход
Рабочая среда	Давление p , МПа	26,5	26,2	26,2	25,5	3,90	3,86	3,86	3,71	3,70	3,70	3,65	—
	Температура t , °C	448	448	479	545	291	504	331	435	478	478	545	339
	Энтальпия h , H_0 , кДж/кг	2918	3112	3075	3323	2944	3460	3053	3351	3404	3404	3554	4572
	Приращение энтальпии Δh , ΔH_0 , кДж/кг	194,0	248,0	—	—	516,0	—	298,0	—	53,0	150,0	—	3997
	Расход среды D , кг/с	722	736	—	—	127	—	605,6	—	605,6	—	—	—
Продукты сгорания	Массовая скорость w , кг/(м²·с)	1400	1640	—	—	85	—	244	—	244	—	—	—
	Скорость w , м/с	13	18,3	—	—	6,5	—	18,8	—	22,3	34	8,2	—
	Коэффициент теплоотдачи α_a , Вт/(м²·К)	—	—	—	—	301,5	—	1003	—	1110	1367	37,99	—
	Температура θ , °C	1176	1059	1059	899	592	523	767	592	816	816	391	127
	Энтальпия H_r , кДж/кг	20 896	18 612	18 612	15 532	9817	8602	13 010	9817	13 940	13 010	15 532	2334
	Тепловосприятие Q , кДж/кг	$Q_{a,nel} = 2556$	$Q_{a,nel} = 2556$	$Q_{a,nel} = 3536$	$Q_{a,nel} = 3536$	$Q_{a,nel} = 1274$	$Q_{a,nel} = 1274$	$Q_{a,nel} = 3503$	$Q_{a,nel} = 3503$	$Q_{a,nel} = 620^{10}$	$Q_{a,nel} = 1777$	$Q_{a,nel} = 1777$	4517
		$Q_{a,nel} = 156$	$Q_{a,nel} = 156$	$Q_{a,nel} = 1517$	$Q_{a,nel} = 1517$	$Q_{a,nel} = 180^8$	$Q_{a,nel} = 180^8$	$Q_{a,nel} = 327^9$	$Q_{a,nel} = 327^9$				
		$Q_{a,nel} = 181^6$	$Q_{a,nel} = 181^6$										

Продолжение табл. 5.1

Среда, поверхность нагрева	Величина	Поверхности										Ширмы	
		Экономайзер		Подогревательные трубы		Экраны стен топки и под горизонтального газохода		Экран потолка топки, горизонтального газохода, поворотной камеры		Экраны горизонтального газохода, конвективной шахты		Ширмы	
		Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход
Продукты сгорания	Скорость w_r , м/с	14,4	—	24,5	—	—	—	—	—	—	—	16,8	—
	Коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м²·К)	114,0	—	52,3 ¹² 134,8 ¹³ 122,1 ¹⁴	—	—	—	—	—	—	—	1465	—
	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К)	79,9	—	52,3 ¹² 87,6 ¹³ 79,3 ¹⁴	—	—	—	—	—	—	—	80,8	—
Поверхность	Поверхность нагрева F , м²	$F_{зк} = 10 800$ $F_{зк,доп} = 232$	—	388 ¹² 376 ¹³	$F_{ст} = 2681$ $F_{г.г. доп} = 190^{15}$	150	—	—	—	884 ¹² 23,8 ¹³	—	$F = 2300$ $F_{ш, доп} = 226^{16}$	—
	Диаметр труб, толщина стенок $d \times \delta$, мм	32×6	—	36×6	32×6	32×6	—	—	—	32×6	—	32×6	—
	Число параллельно включенных труб $n_{тр}$	2048	—	864	336 Нрч I 1008 Нрч II 672 Срч 1344 Врч	448	—	—	—	1344	—	1504 $n_{ш} = 32$	—
	Марка стали	Ст. 20	—	12Х1МФ	12Х1МФ	12Х1МФ	—	—	—	12Х1МФ	—	12Х1МФ	—

выходного конвективного пароперегревателя и части выходной ступени вторичного пароперегревателя) $Q_{т.ст} + Q_{г.г.под} = Q_{л} - Q_{т.потол} - Q_{вх.окна} + Q_{ш.бок}^{ВРЧ} + Q_{ш.под} + Q_{пе I под} + Q_{пе II под} + Q_{вт III под}^{ВРЧ} = 16844 - 373 - 394 + 88 + 92 + 59 + 48 + 13 = 16377 \text{ кДж/кг.}$

3. Тепловосприятие экрана потолка топки, горизонтального газохода и поворотной камеры $Q_{потол} = Q_{т.потол} + Q_{ш.потол} + Q_{пе I под} + Q_{пе II под} + Q_{вт III под} + Q_{п.к.потол} = 373 + 96 + 59 + 48 + 42 + 80 = 698 \text{ кДж/кг.}$

4. Тепловосприятие экранов конвективной шахты и боковых стен горизонтального газохода. Фронтальный экран конвективной шахты в отличие от боковых и заднего экранов не располагается в поворотной камере, а занимает часть пода газохода выходной ступени вторичного пароперегревателя. Последовательно по рабочей среде с фронтальным экраном включены экраны боковых стен горизонтального газохода. Поэтому:

а) тепловосприятие экранов боковых стен горизонтального газохода (ширм, входной, выходной ступени конвективного пароперегревателя, выходной ступени вторичного пароперегревателя) и фронтального экрана конвективной шахты (на части пода выходной ступени вторичного пароперегревателя, в газоходах промежуточной, регулирующей ступени вторичного пароперегревателя и в экономайзере) $Q_{г.г.бок} + Q_{к.ш.фр} = Q_{ш.г.г.бок} + Q_{пе I бок} + Q_{пе II бок} + Q_{вт III бок} + Q_{вт II под} + Q_{вт II фр} + Q_{вт I фр} + Q_{к.ш.фр} = 13 + 63 + 55 + 50 + 29 + 101 + 46 + 21 = 378 \text{ кДж/кг.}$

б) тепловосприятие боковых и заднего экранов конвективной шахты (в поворотной камере, в газоходах промежуточной, регулирующей ступеней вторичного пароперегревателя и экономайзера) $Q_{к.ш.бок.задн} = Q_{п.к.бок.задн} + Q_{вт II бок.задн} + Q_{вт I бок.задн} + Q_{эк.бок.задн} = 247 + 101 + 46 + 21 = 415 \text{ кДж/кг.}$

5. Тепловосприятие дополнительных (экранов потолка, боковых стен и пода) поверхностей газохода ширм $Q_{ш.доп} = Q_{ш.потол} + Q_{ш.бок}^{ВРЧ} + Q_{ш.г.г.бок} + Q_{ш.под} = 96 + 88 + 13 + 92 = 289 \text{ кДж/кг.}$

6. Тепловосприятие дополнительных (экранов потолка, боковых стен и пода) поверхностей газохода входной ступени конвективного пароперегревателя $Q_{пе I доп} = Q_{пе I под} + Q_{пе I бок} + Q_{пе I под} = 59 + 63 + 59 = 181 \text{ кДж/кг.}$

7. Тепловосприятие дополнительных (экранов потолка, боковых стен и пода) поверхностей газохода выходной ступени конвективного пароперегревателя $Q_{пе II доп} = Q_{пе II под} + Q_{пе II бок} + Q_{пе II под} = 48 + 55 + 48 = 151 \text{ кДж/кг.}$

8. Тепловосприятие дополнительных (экранов, подвесных труб) поверхностей газохода регулирующей ступени вторичного пароперегревателя $Q_{вт I доп} = Q_{вт I экр} + Q_{вт I подв} = 46 + 134 = 180 \text{ кДж/кг.}$

9. Тепловосприятие дополнительных (экранов, подвесных труб) поверхностей газохода промежуточной ступени вторичного пароперегревателя $Q_{вт II доп} = Q_{вт II экр} + Q_{вт II подв} = 101 + 226 = 327 \text{ кДж/кг.}$

10. Тепловосприятие поверхностей поворотной камеры: экранов $Q_{п.к.экр} = Q_{п.к.потол} + Q_{п.к.бок} + Q_{п.к.задн} = 80 + 140 + 107 = 327 \text{ кДж/кг;}$ подвесных труб $Q_{п.к.подв} = 168 \text{ кДж/кг;}$ отводящих труб $Q_{п.к.отв} = 620 \text{ кДж/кг;}$ $Q_{п.к.} = Q_{п.к.экр} + Q_{п.к.подв} + Q_{п.к.отв} = 327 + 168 + 620 = 1115 \text{ кДж/кг,}$ чему соответствует $\Delta t_{п.к.} = \theta_{вт III} - \theta_{вт II} = 816 - 767 = 49^\circ \text{C.}$

11. Тепловосприятие дополнительных (экранов потолка, боковых стен и пода) поверхностей газохода выходной ступени вторичного пароперегревателя $Q_{вт III доп} = Q_{вт III пот} + Q_{вт III бок} + Q_{вт III под}^{ВРЧ} + Q_{вт III под} = 42 + 50 + 13 + 29 = 134 \text{ кДж/кг.}$

12. В газоходе поворотной камеры.

13. В газоходе промежуточной ступени вторичного пароперегревателя.

14. В газоходе регулирующей ступени вторичного пароперегревателя.

15. Поверхность нагрева экранов пода горизонтального газохода (ширм, входного, выходного конвективного пароперегревателя и выходной ступени вторичного пароперегревателя — все ВРЧ, без подового экрана, образованного фронтальным экраном конвективной шахты) $F_{г.г.под} = F_{ш.под} + F_{пе I под} + F_{пе II под} + F_{вт III под}^{ВРЧ} = 72 + 48 + 51 + 19 = 190 \text{ м}^2.$

16. Дополнительные поверхности нагрева в газоходе ширм (экраны потол-

ка, боковые экраны топки и горизонтального газохода и пода) $F_{ш.доп} = F_{ш.потол} + F_{ш.бок}^{ВРЧ} + F_{ш.г.г.бок} + F_{ш.под} = 73 + 70 + 11 + 72 = 226 \text{ м}^2.$

17. Дополнительные поверхности нагрева газохода входной ступени конвективного пароперегревателя (потолочный, боковой и подовый экраны) $F_{пе I доп} = F_{пе I под} + F_{пе I бок} + F_{пе I под} = 48 + 55 + 48 = 151 \text{ м}^2.$

18. Дополнительные поверхности нагрева газохода выходной ступени конвективного пароперегревателя (потолочный, боковой и подовый экраны) $F_{пе II доп} = F_{пе II под} + F_{пе II бок} + F_{пе II под} = 51 + 58 + 51 = 160 \text{ м}^2.$

19. Дополнительные поверхности нагрева газохода регулирующей ступени вторичного пароперегревателя (экраны конвективной шахты и подвесные трубы) $F_{вт I доп} = F_{вт I экр} + F_{вт I подв} = 234 + 370 = 604 \text{ м}^2.$

20. Дополнительные поверхности нагрева газохода промежуточной ступени вторичного пароперегревателя (экраны конвективной шахты и подвесные трубы) $F_{вт II доп} = F_{вт II экр} + F_{вт II подв} = 238 + 376 = 614 \text{ м}^2.$

21. Дополнительные поверхности нагрева газохода выходной ступени вторичного пароперегревателя (экраны потолка, боковой стены, подовый экран ВРЧ и подовый экран, образованный фронтальным экраном конвективной шахты) $F_{вт III доп} = F_{вт III пот} + F_{вт III бок} + F_{вт III под}^{ВРЧ} + F_{вт III под} = 68 + 77 + 19 + 43 = 207 \text{ м}^2.$

22. Тепловосприятие экранов топки и входного окна (количество теплоты, воспринимаемое в топке излучением на 1 кг топлива) $Q_{л.т} = Q_{т.потол} + Q_{т.бок} + Q_{т.вх.окна} = 373 + 16077 + 394 = 16844 \text{ кДж/кг.}$

23. Поверхности потолка, входного окна топки и экранов поворотной камеры $F_{т.потол} = 150 \text{ м}^2, F_{вх.окна} = 243 \text{ м}^2, F_{п.к.} = F_{п.к.потол} + F_{п.к.бок} + F_{п.к.задн} = 212 + 369 + 303 = 884 \text{ м}^2.$

24. Средние тепловые нагрузки лучевоспринимающих поверхностей нагрева:

а) экранов топки

$$q_t = \frac{B_p Q_{л.т}}{F_{л.т}} = \frac{51,5 \cdot 16844}{3074} = 282,2 \text{ кВт/м}^2;$$

б) экранов газохода ширм

$$q_{ш.экр} = \frac{B_p Q_{ш.доп}}{F_{ш.доп}} = \frac{51,5 \cdot 289}{226} = 65,9 \text{ кВт/м}^2;$$

в) экранов газохода входной ступени конвективного пароперегревателя

$$q_{пе I экр} = \frac{B_p Q_{пе I доп}}{F_{пе I доп}} = \frac{51,5 \cdot 181}{151} = 61,7 \text{ кВт/м}^2;$$

г) экранов газохода выходной ступени конвективного пароперегревателя

$$q_{пе II экр} = \frac{B_p Q_{пе II доп}}{F_{пе II доп}} = \frac{51,5 \cdot 151}{160} = 48,6 \text{ кВт/м}^2;$$

д) экранов выходной ступени вторичного пароперегревателя

$$q_{вт III экр} = \frac{B_p Q_{вт III доп}}{F_{вт III доп}} = \frac{51,5 \cdot 134}{207} = 33,3 \text{ кВт/м}^2;$$

е) экранов поворотной камеры

$$q_{п.к.экр} = \frac{B_p Q_{п.к.экр}}{F_{п.к.экр}} = \frac{51,5 \cdot 327}{884} = 19,1 \text{ кВт/м}^2;$$

ж) экранов промежуточной ступени вторичного пароперегревателя

$$q_{вт II экр} = \frac{B_p Q_{вт II доп}}{F_{вт II доп}} = \frac{51,5 \cdot 101}{238} = 21,9 \text{ кВт/м}^2;$$

з) экранов регулирующей ступени вторичного пароперегревателя

$$q_{вт I экр} = \frac{B_p Q_{вт I доп}}{F_{вт I доп}} = \frac{51,5 \cdot 46}{234} = 10,1 \text{ кВт/м}^2;$$

и) экранов экономайзера

$$q_{\text{эк.экp}} = \frac{B_p Q_{\text{эк.экp}}}{F_{\text{эк.экp}}} = \frac{51,5 \cdot 21}{232} = 4,7 \text{ кВт/м}^2.$$

$$25. \text{Невязка теплового баланса } \Delta Q = Q_{\text{р}} \eta_{\text{к}} - (Q_{\text{л.т}} + Q_{\text{б.ш}} + Q_{\text{ш.доп}} + Q_{\text{пе.г}} + Q_{\text{пе.г доп}} + Q_{\text{б.пе.г}} + Q_{\text{пе.г доп}} + Q_{\text{вт.г}} + Q_{\text{вт.г доп}} + Q_{\text{п.к.экp}} + Q_{\text{п.к.под}} + Q_{\text{п.к.отв}} + Q_{\text{вт.г}} + Q_{\text{вт.г доп}} + Q_{\text{вт.г}} + Q_{\text{вт.г доп}} + Q_{\text{эк.доп}}) \cdot \frac{100 - q_4}{100} = 39\,667 - 0,9467 - (16\,844 + 2922 + 289 + 2556 + 181 + 3536 + 151 + 1777 + 134 + 327 + 168 + 620 + 3503 + 327 + 1274 + 180 + 2713 + 21) \cdot \frac{100 - 0}{100} = 29,75 \text{ кДж/кг}.$$

26. Относительная невязка теплового баланса

$$\delta Q = \frac{\Delta Q}{Q_{\text{р}}} \cdot 100 = \frac{29,75}{39667} \cdot 100 = 0,07\%.$$

27. Приращение энтальпии рабочей среды по поверхностям нагрева:

$$a) h_{\text{п.л}} - h_{\text{п.в}} + \Delta h_{\text{впр.г}} + \Delta h_{\text{впр.г}} + \Delta h_{\text{байпас}} = \Delta h_{\text{эк}} + \Delta h_{\text{под}} + \Delta h_{\text{т}} + \Delta h_{\text{пот}} + \Delta h_{\text{к.ш.экp}} + \Delta h_{\text{ш}} + \Delta h_{\text{пе.г}} + \Delta h_{\text{пе.г}} + 3323 - 1197 + 79 + 37 + 122 = 203 + 40 + 1233 + 174 + 47 + 225 + 194 + 248; 2364 = 2364 \text{ кДж/кг};$$

$$б) h'_{\text{вт}} - h'_{\text{вт}} + \Delta h_{\text{вт.байпас}} = \Delta h_{\text{вт.г}} + \Delta h_{\text{вт.г}} + \Delta h_{\text{отв}} + \Delta h_{\text{вт.г}}; 3554 - 2944 + 408 = 516 + 298 + 53 + 150; 1018 \approx 1017 \text{ кДж/кг.}$$

Строгих рекомендаций для распределения тепловосприятия НРЧ, СРЧ, ВРЧ котлов СКД не имеется. Распределение зависит от вида топлива, тепловосприятия всей радиационной поверхности топki и от положения теплообменной поверхности. Оценочно можно принять в долях от тепловосприятия топki $[Q_{\text{л}} - \text{по формуле (4.23)}]$: НРЧ — 45—55 %, СРЧ — 30—55 % и ВРЧ — 15—20 %. Расчет тепловосприятий экранов топki (5.25) осуществляется с помощью данных по тепловым нагрузкам, полученным из позонного расчета, а если этих данных нет, то с помощью коэффициентов распределения тепловых нагрузок по высоте топki (табл. 4.10). Приращение энтальпии рабочей среды в этих поверхностях определяется с помощью (5.6). Потолочный экран вместе с экранами конвективной шахты дает $\Delta h_{\text{п.э+к.ш}} = 0,1 \Delta h$ (по отношению к полному приращению в котле). Примерно столько же получает рабочая среда и в ширмах.

Температура газов на входе во вторичный пароперегреватель должна быть не выше 850 °С, так как при пуске вторичный пароперегреватель не охлаждается паром (принята одноконтурная схема). Конвективный пароперегреватель СКД имеет приращение энтальпии пара 145—420 кДж/кг (большее значение — при двухступенчатой компоновке, при этом выходная ступень дает 150—300 кДж/кг), что составляет для конвективного пароперегревателя СКД 15—25 % полного приращения энтальпии в котле.

Во вторичном пароперегревателе приращение энтальпии (5.15) по ступеням распределяется неравномерно. В первой (регулирующей) ступени — 45—55 % полного приращения. В номинальном режиме расход пара через регулирующую ступень составляет около 20 % расхода вторичного пара. Вторая ступень (вместе с отводящими трубами, если они предусмотрены в конструкции) — 30—40 % полного приращения, оставшаяся часть приращения обеспечивается третьей ступенью.

Для регулирования температуры перегрева пара СКД в дополнение к основному методу (соотношением вода — топливо) используются впрыски питательной воды (обычно два или три). Первый по ходу рабочей среды впрыск ($D_1/D_{\text{пе}} = 100 = 3,5 \pm 5\%$), стабилизирующий перегрев и понижающий температуру металла последующих участков перегревателя, производится там, где энтальпия среды составляет 2700—2900 кДж/кг (место ввода этого впрыска зависит от свойств топлива и конструкции котла, но чаще он вводится перед ширмами), последний впрыск используется для тонкого регулирования перегрева при малоинерционном воздействии на температуру перегрева ($D/D_{\text{пе}} = 100 = 2 \pm 3\%$) и осуществляется в тракте, где энтальпия среды на 150—300 кДж/кг меньше энтальпии на выходе из котла (обычно перед конвективным пароперегревателем или его выходной ступенью).

Для регулирования температуры вторичного перегрева используются паро-

паровые теплообменники (ППО). Температура первичного пара на входе в ППО принимается 450—460 °С. При этом размеры первичного перегревателя, выполняемого из высоколегированной стали, увеличиваются незначительно и сохраняется достаточным температурный напор в ППО. По тракту вторичного пара ППО располагается на входе. Иногда используется только байпасное регулирование (например, в котле ТГМП-204, рис. 5.2, 5.3). Часто используется рециркуляция газов, что приводит также к ослаблению интенсивности образования оксидов азота.

В местах ввода обводных потоков (впрысков, байпасных потоков) происходит снижение энтальпии, и ее значение на входе в последующую поверхность определяется с помощью (5.11).

Температура рабочей среды на границах поверхностей определяется в соответствии с указаниями п. 5.1.2.

Расход рабочей среды через отдельные поверхности, в соответствии с формулой (5.16), определяется по заданной паропроизводительности $D_{\text{п.п}}$, кг/с проектируемого котла с учетом расхода среды в обводных потоках $D_{\text{впр}}$, кг/с (во впрыскивающих парохладителях, в байпасах, в параллельно включаемых поверхностях нагрева).

Тепловосприятие поверхностей нагрева определяется или расчетом с помощью (5.6) по приращениям энтальпии рабочей среды Δh , кДж/кг, или их оценивают по тепловым нагрузкам (5.26), как это рекомендовано для экранов топki (табл. 5.3). В последнем случае по тепловосприятиям с помощью (5.6) рассчитывается приращение энтальпии рабочей среды.

Если водопаровая схема предусматривает последовательное прохождение рабочей средой НРЧ, СРЧ и ВРЧ (например, как это сделано в котле ТГМП-204 — рис. 5.2, 5.3) то при распределении тепловосприятий все три поверхности можно считать как одну, находя параметры рабочей среды сразу на выходе из ВРЧ.

Тепловосприятие ширмовых и конвективных поверхностей нагрева определяется также с помощью (5.6), (5.7) по приращениям энтальпии рабочей среды в этих поверхностях.

Тепловосприятие воздухоподогревателя определяется по (5.8).

После определения тепловосприятия всех поверхностей нагрева $Q_{\text{л}}$, $Q_{\text{г}}$, кДж/кг, кДж/м³, с помощью (5.5) находят энтальпии газов на границах всех поверхностей H'_1 и H'_2 , кДж/кг, кДж/м³. При этом необходимо учитывать следующие моменты:

1) во всех поверхностях газоплотного котла, кроме воздухоподогревателя, отсутствуют присосы воздуха, что должно быть отражено в таблицах объемов и энтальпий проектируемого котла (табл. 2.1, 2.3);

2) при использовании рециркуляции газов переход от энтальпии к температуре газов и обратно в поверхностях, в которых двигаются газы рециркуляции, нужно производить согласно указаниям § 2.3.

Завершается этап распределения тепловосприятия проверкой правильности выполнения расчетов:

распределения гидравлических сопротивлений — с помощью (5.3), (5.4);

приращения энтальпий рабочей среды по поверхностям нагрева — с помощью (5.13) и (5.14);

приращения тепловосприятия — с помощью (5.27) и (5.28);

соотношения приращения энтальпии и тепловосприятия поверхности — с помощью (5.6) и (5.7);

расходов рабочей среды — (5.16).

Окончательно выверенные данные распределения тепловосприятия для всех поверхностей проектируемого котла вносятся в сводную таблицу (табл. 5.1).

5.1.5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ БАРАБАННОГО ПАРОВОГО КОТЛА

При распределении тепловосприятий по поверхностям барабанного парового котла приходится учитывать особенности работы котла этого типа и в первую очередь наличие четкой, неподвижной границы между испарительными и перегревательными поверхностями нагрева.

Рис. 5.4. Компоновка барабанного парового котла Е-420-140 (БКЗ-420-140 ПТ):

1 — прямоточные пылеугольные горелки; 2 — настенные экраны топки; 3 — ширмовый пароперегреватель; 4 — подвесные трубы заднего экрана; 5 — потолочный экран топки; 6 — впрыскивающий парохладитель первой ступени; 7 — выход перегретого пара; 8 — впрыскивающий парохладитель второй ступени; 9 — потолочный экран горизонтального газохода; 10 — конвективный пароперегреватель второй ступени; 11 — конвективный пароперегреватель первой ступени; 12 — потолочный экран поворотной камеры; 13 — экономайзер второй ступени; 14 — воздухоподогреватель второй ступени; 15 — экономайзер первой ступени; 16 — вход питательной воды; 17 — воздухоподогреватель первой ступени; 18 — вход холодного воздуха; 19 — выход дымовых газов

Предварительно в соответствии с заданием с помощью заводских разработок составляются компоновка проектируемого котла (пример компоновки — рис. 5.4) и его водопаровая схема (пример — рис. 5.5). Должны быть изображены все теплообменные поверхности, представлены последовательность движения сред по поверхностям и их взаимное движение.

Даны параметры перегретого пара и питательной воды, расходы впрысков, пример — табл. 5.3*.

Распределению тепловосприятий предшествует оценка гидравлических сопротивлений, что необходимо для определения давления на границах поверхностей нагрева. В отсутствие данных гидравлического расчета для оценки сопротивлений можно воспользоваться данными табл. 5.4 или следующими рекомендациями.

Гидравлическое сопротивление перегревательного тракта оценочно равно:

$$\Delta p_{пе} = \begin{cases} 0,1 \text{ } p_{п.п.}, & \text{при } p_{п.п.} < 14 \text{ МПа;} \\ 0,15 \text{ } p_{п.п.}, & \text{при } p_{п.п.} > 14 \text{ МПа.} \end{cases}$$

При этом давление в барабане $p_б = p_{п.п.} + \Delta p_{пе}$.

* Предполагается, что данные табл. 5.3, 5.4 не только облегчат проведение распределения тепловосприятий, но и позволят оценить правильность результатов выполненного теплового расчета путем сравнения полученных данных (например, по α , k , F и др.) с данными указанных таблиц.

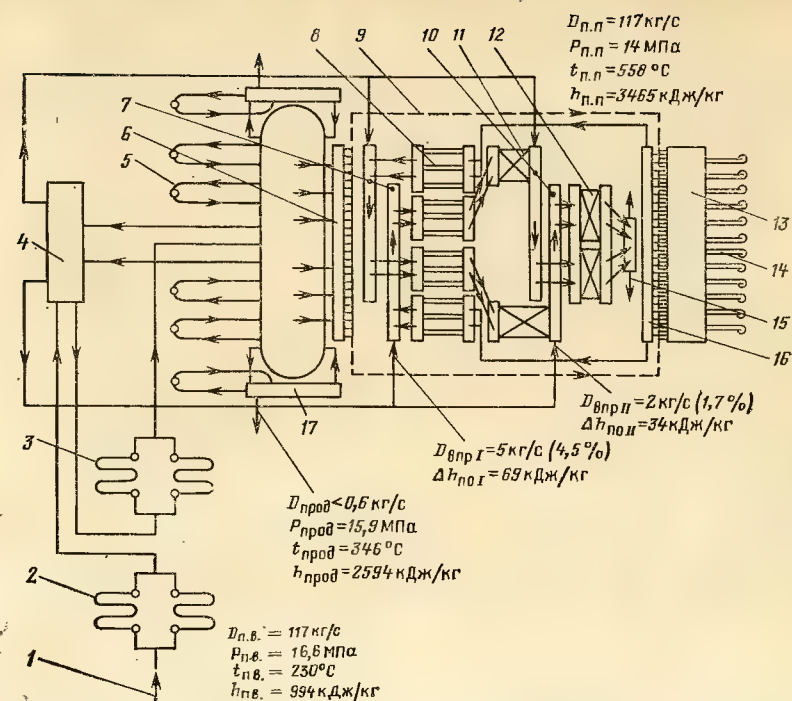


Рис. 5.5. Схема водопарового тракта барабанного парового котла Е-420-140 (БКЗ-420-140 ПТ):

1 — вход питательной воды; 2, 3 — экономайзеры первой и второй ступеней; 4 — конденсатор собственного конденсата; 5 — топочные экраны; 6 — входной коллектор радиационного перегревателя и первой ступени конвективного перегревателя; 7 — парохладитель первой ступени; 8 — ширмовый пароперегреватель; 9 — радиационный пароперегреватель (потолочный экран топки и горизонтальный газоход); 10 — парохладитель второй ступени; 11 — конвективный пароперегреватель второй ступени (первый ход); 12 — конвективный пароперегреватель второй ступени (второй ход); 13 — конвективный пароперегреватель первой ступени; 14 — радиационный пароперегреватель (потолочный экран поворотной камеры); 15 — выход пара; 16 — выходной коллектор радиационного пароперегревателя и первой ступени конвективного пароперегревателя; 17 — выносной циклон

По отдельным ступеням пароперегревателя может быть принято следующее распределение сопротивлений (относительно сопротивления пароперегревателя): радиационный пароперегреватель 10 %; первая по ходу пара («холодная») ступень конвективного пароперегревателя 20 %; ширмовый пароперегреватель 35 %; вторая по ходу пара («горячая») ступень конвективного пароперегревателя 35 %.

Гидравлическое сопротивление экономайзера $\Delta p_{эк}$ котлов высокого и сверхвысокого давления должно составлять не более 5 % давления в барабане. Поэтому давление воды на входе в экономайзер $p'_{эк} = p_б + \Delta p_{эк}$. Давление на выходе из поверхности определяется по формуле (5.2).

При определении действительного расхода рабочей среды в поверхностях нагрева (5.16) должен быть учтен впрыск собственного конденсата (для котлов, устанавливаемых на ТЭЦ) или питательной воды.

Для повышения надежности работы и улучшения регулировочных характеристик пароперегревателей при температуре перегретого пара выше 500 °C необходимо применять две (или даже три) ступени регулирования перегрева с использованием впрыскивающих парохладителей как основного средства регулирования температуры перегрева. Расход на впрыскивающий парохладитель

Т а б л и ц а 5.3. Данные теплового расчета барабанного котла БКЗ-420-140 (БКЗ-420-140), топливо — бурый уголь (типа ирша-бординского), $Q_{\text{нр}}=14,88$ МДж/кг, расход $B_{\text{р}}=20,8$ кг/с, толка газоплотная, $\alpha''_{\text{г}}=1,2$

Среда, поверхность нагрева	Величина	Поверхность нагрева											
		Экономайзер (I ступень)		Экономайзер (II ступень)		Топочная камера		Подвесные трубы		Радиационный пароперегреватель		Конвективный пароперегреватель (I ступень)	
		Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход
Рабочая среда	Давление p , МПа	16,6	16,0	16,0	15,9	—	15,9	—	15,9	15,9	15,7	15,3	
	Температура t , °C	230	250	170	323	—	346	—	346	346	361	422	
	Энтальпия h, H^0 , кДж/кг	994	1088	1182	1466	—	2594	—	—	2594	2665	3059	
	Приращение энтальпии $\Delta h, \Delta H^0$, кДж/кг	94		284		—		—		$\Delta h_{\text{г}} + \Delta h_{\text{г,р}} + \Delta h_{\text{п,к}} = 51 + 12 + 8 = 71$		394	
	Расход среды D , кг/с	117		117		—		—		110		110	
	Скорость w , м/с	0,51		0,53		—		—		7,2		10,2	
	Коэффициент теплоотдачи α_2 , Вт/(м²·К)	—		—		—		—		4650		4270	
Продукты сгорания	Температура θ , °C	340	282	620	425	$\theta_{\text{а}} = 1816$	1040	935	923	—	—	847	625
	Энтальпия $H_{\text{г}}$, кДж/кг	3017	2490	5358	3759	$Q_{\text{г}} = 17180$	9228	8168	8083	—	—	7499	5400
	Тепловосприятие поверхности Q , кДж/кг	529		1593		79131		$Q_{\text{с}} = 85$ $Q_{\text{л}} = 72$		$Q_{\text{г}} + Q_{\text{г,р}} + Q_{\text{п,к}} = 268 + 63 + 42 = 373$		2083	
	Скорость газов $w_{\text{г}}$, м/с	6,9		7,8		—	—	—	—	—	—	8,45	
	Коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м²·К)	92		111		—	—	—	—	—	—	87,9	

Продолжение табл. 5.3

Среда, поверхность нагрева	Величина	Поверхность нагрева												
		Ширмовой пароперегреватель		Конвективный пароперегреватель (II ступень, I ход)		Конвективный пароперегреватель (II ступень, II ход)		Поворотная камера		Воздухоподогреватель (II ступень)		Воздухоподогреватель (I ступень)		
		Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	
Рабочая среда	Давление p , МПа	15,3	14,7	14,7	14,4	14,4	14,4	14,0	—	—	250	380	45	250
	Температура t , °C	422	490	490	528	515	558	558	—	—	1370	2105	243	1370
	Энтальпия h , H^0 , кДж/кг	3059	3289	3289	3399	3365	3465	3465	—	—	—	—	—	—
	Приращение энтальпии Δh , ΔH^0 , кДж/кг	299		110		100		8		819		1291		
	Расход среды D , кг/с	110	115	115		117		110		—		5,9		
	Скорость w , м/с	17,5		20,2		22,2		7,22		7,8		37		
	Коэффициент теплоотдачи α_2 , Вт/(м ² ·К)	3980		4270		4340		4600		37		37		
Продукты сгорания	Температура θ , °C	1040	935	923	840	923	855	625	620	425	340	282	140	
	Энтальпия H_1 , кДж/кг	9228	8168	8083	7426	8083	7572	5400	5358	3759	2984	2504	1232	
	Тепловосприятие поверхности Q , кДж/кг	$Q_6=1056$ $Q_{\text{л}}=561$		$Q_6=523$ $Q_{\text{л}}=85$ $Q_{\text{доп}}=32$		$Q_6=477$ $Q_{\text{л}}=85$ $Q_{\text{доп}}=31$		428		819		1291		
	Скорость газов w , м/с	3,65		5,7		5,7		—		14,2		11,1		
	Коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м ² ·К)	82,4		84		84		$\alpha_{\text{л,к}}=63$		68		63		

Среда, поверхность нагрева	Гелнина	Поверхность нагрева									
		Экономизер (I ступень)		Экономизер (II ступень)		Топочная камера		Подвесные трубы		Радиационный пароперегреватель	
		Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход
Продукты сгорания	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	64		71		—		—		—	59,5
Поверхность	Поверхность нагрева F , м ²	2428	Противоток шахматный	2210	Противоток шахматный	11994		106		$F_{\text{в.дог}}=72$ $F_{\text{г.г}}=626$ $F_{\text{в.к}}=716$	1945 Противоток коридорный
	Диаметр труб, толщина стенки $d \times \delta$, мм	32×4				60×6		133×10		32×4	4
	Число параллельно включенных труб $n_{\text{тр}}$	600		660		788		32		360	360
	Марка стали	Ст. 20 ^{ВБ} _ж		Ст. 20		Ст. 20		Ст. 20		Ст. 20	Ст. 20

Продолжение табл. 5.3

Среда, поверхность нагрева	Велнина	Поверхность нагрева									
		Ширмовый пароперегреватель		Конвективный пароперегреватель (II ступень, I ход)		Конвективный пароперегреватель (II ступень, II ход)		Поворотная камера		Воздухоподогреватель (I ступень)	
		Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход
Продукты сгорания	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	51,1		49		49		—		19,2	18,5
Поверхность	Поверхность нагрева F , м ²	822	I противоток II прямо-ток коридорный	390	Прямоток коридорный	386	Прямоток коридорный	—	716	1330	22740 Перекрестный трехходовый шахматный
	Диаметр труб, толщина стенки $d \times \delta$, мм	32×4		32×5		32×5		32×4		40×1,5	40×1,5
	Число параллельно включенных труб $n_{\text{тр}}$	273 ($n_{\text{ш}}=26$, $n=21$)		282		282		360		19996	19624
	Марка стали	12ХМФ		12ХМФ		12ХМФ		Ст. 20		Ст. 2	Ст. 2

Примечание. Нагрев питательной воды в конденсаторе парохладителей $\Delta t_{\text{н.в}} = 20^\circ\text{C}$. Энтальпия выпариваемой воды $h_{\text{в.в}} = 1622$ кДж/кг ($t_{\text{в.в}} = 344^\circ\text{C}$); $\frac{Q_{\text{л.ш.в.к}}}{Q_{\text{л.ш.в.к}}} 100 = \frac{242}{803} 100 = 30\%$; $\frac{Q_{\text{л.ш.в.к}}}{Q_{\text{л.ш.в.к}}} 100 = \frac{63}{500} 100 = 13\%$. Охлаждение газов в поворотной камере $\Delta \theta_{\text{п.к}} = 5^\circ\text{C}$.

Таблица 5.4. Гидравлические сопротивления и приращения энтальпии рабочей среды по поверхностям нагрева котла Е-420-140 (БКЗ-420-140)

Поверхность нагрева	Сопротивление		Приращение энтальпии		Примечание
	МПа	%	кДж/кг	%	
Весь тракт котла	2,6	100	2420	100	Нагрев питательной воды в конденсаторе впрыска (включенном по воде между ступенями экономайзера) $\Delta h_{п.в.кон} = 4$ кДж/кг; $\Delta t_{п.в.кон} = 20^\circ\text{C}$. Охлаждение пара в парохладителях: $\Delta t_{впр I} = 24^\circ\text{C}$, $\Delta h_{впр I} = 69$ кДж/кг; $\Delta t_{впр II} = 12^\circ\text{C}$, $\Delta h_{впр II} = 34$ кДж/кг
Экономайзер I ступени	0,6	23	94	4	
Экономайзер II ступени	0,1	4	284	12	
Испарительные поверхности (экраны топки, подвесные трубы)	—	—	1068	44	
Радиационный пароперегреватель	0,2	7	71	3	
Конвективный пароперегреватель I ступени	0,4	15	394	16	
Ширмовый пароперегреватель	0,6	23	293	12	
Конвективный пароперегреватель II ступени (I ход)	0,35	14	110	5	
Конвективный пароперегреватель II ступени (II ход)	0,35	14	100	4	

последней ступени, обеспечивающий окончательное (тонкое) регулирование температуры, принимается до 3 % номинальной паропроизводительности котла, что вместе с первым впрыском (или остальными) с расходом 4—5 % обеспечивает постоянно перегрева в диапазоне нагрузки 100—70 %.

В качестве первой ступени по ходу пара в барабанных котлах используется радиационный перегреватель (рис. 5.6). Проходящий через этот перегреватель слабopегретый пар, с относительно низкой температурой и высокой плотностью, обеспечивает достаточное охлаждение металла труб при умеренных скоростях и больших тепловых нагрузках, даже если перегреватель расположен в топке.

Тепловосприятие радиационного пароперегревателя определяется тепловыми нагрузками q , кВт/м², зависящими от теплообмена в топке и в газоходах, и значением лучевоспринимающей поверхности F , м²; (5.25) и табл. 5.3.

Приращение энтальпии рабочей среды в радиационном пароперегревателе $\Delta h_{л.пе}$ определяется по его полному тепловосприятию $Q_{л.пе}$, кДж/кг, кДж/м³, с помощью (5.6). Энтальпия рабочей среды на выходе из радиационного пароперегревателя определяется по формуле (5.9).

В радиационный пароперегреватель пар поступает непосредственно из барабана, т. е. между перегревателем и барабаном нет ни поверхностей нагрева, ни парохладителей — пример на рис. 5.4 и 5.5. Поэтому энтальпия пара на входе в радиационный перегреватель принимается равной энтальпии насыщенного пара при давлении в барабане, $h'_{л.п} = h_{н.п}$ (при $p = p_6$).

Распределение тепловосприятий для остальных ступеней пароперегревателя барабанного котла осуществляется по приращению энтальпии рабочей среды (5.6), (5.7).

Ниже приводятся пояснения к табл. 5.3.

1. Тепловосприятие экранов топки $Q_{л.т} = Q_{т.пот} + Q_{вых.окна} + Q_{т.ст} = 268 + 803 + 6841 = 7913$ кДж/кг.

2. Тепловосприятие экрана горизонтального газохода $Q_{г.г} = 63$ кДж/кг.

3. Тепловосприятие экрана повторной камеры $Q_{п.к} = 42$ кДж/кг.

4. Поверхность нагрева экранов топочной камеры $F_T = F_{пот} + F_{вых.окна} + F_{ст} = 72 + 156 + 971 = 1199$ м² ($F_{ст} = 1236$ м²).

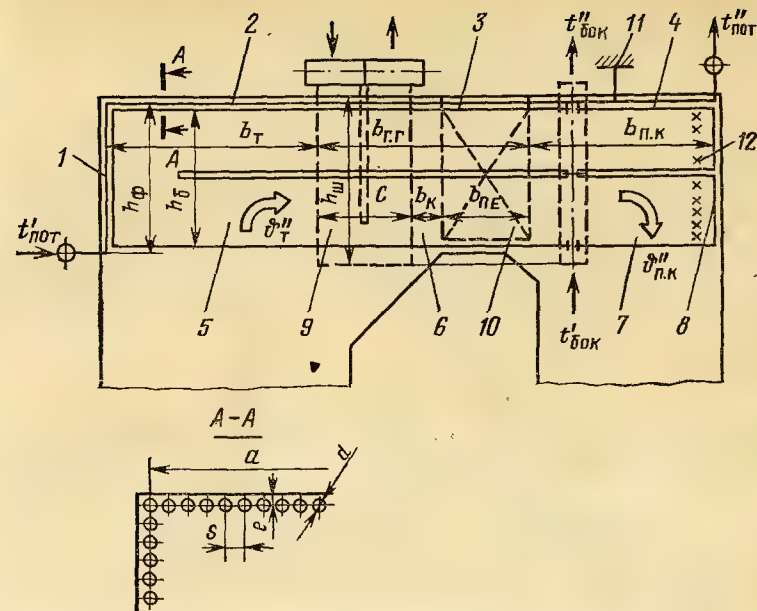


Рис. 5.6. Схема радиационного пароперегревателя:

1 — фронтальный экран топки; 2 — потолочный экран топки; 3 — потолочный экран горизонтального газохода; 4 — потолочный экран поворотной камеры; 5 — боковой экран топки; 6 — боковой экран горизонтального газохода; 7 — боковой экран поворотной камеры; 8 — задний экран поворотной камеры; 9 — ширмы; 10 — конвективный пароперегреватель; 11 — узел крепления потолочного экрана; 12 — узел крепления бокового экрана

5. Поверхность нагрева экранов горизонтального газохода $F_{г.г} = 62$ м².

6. Поверхность нагрева экранов поворотной камеры $F_{п.к} = 71$ м².

7. Средние тепловые нагрузки лучевоспринимающих поверхностей нагрева:

а) экранов топки

$$q_t = \frac{B_p Q_{л.т}}{F_T} = \frac{20,9 \cdot 7913}{1199} = 137,9 \text{ кВт/м}^2;$$

б) экранов горизонтального газохода

$$q_{г.г} = \frac{B_p Q_{г.г}}{F_{г.г}} = \frac{20,9 \cdot 63}{62} = 21,2 \text{ кВт/м}^2;$$

в) экранов поворотной камеры

$$q_{п.к} = \frac{B_p Q_{п.к}}{F_{п.к}} = \frac{20,9 \cdot 42}{71} = 13 \text{ кВт/м}^2.$$

8. Невязка теплового баланса:

а) $\Delta Q = Q_p^p \eta_k - (Q_{л.т} + Q_{б.ш} + Q_{б.п.ш} + Q_{б.пеII} + Q_{пеII доп} + Q_{пеI} + Q_{п.к} +$

$$+ Q_{экиII} + Q_{экиI}) \frac{100 - q_4}{100} = 14 \cdot 880 \cdot 0,929 - (7913 + 1056 + 85 + 500 + 63 +$$

$$+ 2083 + 42 + 1593 + 529) \frac{100 - 0,5}{100} = 29 \text{ кДж/кг};$$

$$б) \delta Q = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} = 100 \frac{29}{14880} 100 = 0,197\%.$$

9. Приращение энтальпии рабочей среды по перегревателю тракту

$$h_{п.п} - h_{п.п} + \Delta h_{впр.1} + \Delta h_{впр.11} = 3465 - 2594 + 69 + 34 = 974 \text{ кДж/кг},$$

$$\Sigma \Delta h = \Delta h_{т.потока} + \Delta h_{т.г} + \Delta h_{п.к} + \Delta h_{п.е.1} + \Delta h_{ш} + \Delta h_{п.е.11} = 51 + 12 + 8 + 394 + 299 + 210 = 974 \text{ кДж/кг}.$$

Общее приращение энтальпии пара в пароперегревателе барабанного котла

$$\Delta h_{п.е} = h_{п.п} - h_{п.п} + \Sigma \Delta h_{п.е}, \quad (5.29)$$

где $\Sigma \Delta h_{п.е}$ — снижение энтальпии пара в парохладителях; $\Sigma \Delta h_{п.е} = 60 + 85 \text{ кДж/кг}$ (последняя ступень — треть $\Sigma \Delta h_{п.е}$) (пример — табл. 5.3, рис. 5.5).

Приращение энтальпии пара по ступеням может быть принято равным (в процентах от общего по пароперегревателю): в первой по ходу пара «холодной» ступени конвективного пароперегревателя 20—25 %; в ширмовом пароперегревателе 20—25 % (для однорядных ширм) и 25—35 % (для двухрядных по ходу газа ширм); во второй по ходу пара («горячей») ступени конвективного пароперегревателя приращение энтальпии

$$\Delta h_{к.п.11} = \Delta h_{п.е} - \Delta h_{л.п.е} - \Delta h_{к.п.1} - \Delta h_{ш}. \quad (5.30)$$

Энтальпия пара на выходе из ступени h_i'' , кДж/кг, определяется в зависимости от схемы включения парохладителя:

в отсутствие включенного «в рассечку» парохладителя (например, первая по ходу пара «холодная» ступень, рис. 5.5) — по (5.9);

при наличии парохладителя — по (5.12).

Энтальпия пара на входе в последующую поверхность (h_{i+1}') также зависит от схемы включения парохладителя:

если парохладитель не включен между ступенями, то энтальпия определяется по (5.10);

если между ступенями включен парохладитель, то энтальпия на входе должна определяться с помощью (5.11).

Значение $\Delta h_{п.е}$ оценивается по (5.12); оно зависит от энтальпии охлаждающей среды $h_{впр.}$, кДж/кг, поступающей в парохладитель. В барабанных котлах для охлаждения пара может использоваться питательная вода, тогда энтальпия охлаждающей среды принимается равной энтальпии питательной воды ($h_{впр.} = h_{п.в.}$, кДж/кг); конденсат, получаемый из насыщенного пара котла (рис. 5.4). Такая схема более совершенна, так как более чистый по сравнению с питательной водой конденсат меньше загрязняет перегретый пар. Энтальпия впрыскиваемого конденсата $h_{впр.}$, кДж/кг, определяется при давлении $p_{впр.} = p_6 = 0,2 \text{ МПа}$ (0,2 МПа — сопротивление конденсатного тракта и регулирующего клапана) и температуре $t_{впр.} = t_{п.п}^{впр.} - (10-20)^\circ\text{C}$ ($10-20^\circ\text{C}$ — переохлаждение конденсата в конденсаторе, $t_{п.п}^{впр.}$, $^\circ\text{C}$ — температура насыщения при давлении впрыска, $p_{впр.}$).

Температуры пара на границах поверхностей нагрева (т. е. на входе t' , $^\circ\text{C}$, и выходе t'' , $^\circ\text{C}$) определяются с помощью термодинамических таблиц воды и водяного пара по соответствующим давлениям (p_i' , p_i'' , МПа) и энтальпиям рабочей среды (h_i' , h_i'' , кДж/кг).

Определение тепловосприятия ширмового пароперегревателя $Q_{ш}$ осуществляют по (5.17) — (5.20).

Общее количество теплоты, воспринятой ширмами и идущей на нагрев рабочей среды (на повышение энтальпии $\Delta h_{ш}$, кДж/кг), определяют по (5.7). Тепловой расчет ширм выполняется путем последовательных приближений (подробно расчет ширм изложен в § 5.3). Для первого приближения следует воспользоваться рекомендациями по приращению энтальпии рабочей среды (5.29) (с. 88) и данными табл. 5.3.

Тепловосприятия, необходимые для расчета поверхностей, расположенных за ширмами, могут быть точно определены только после полного завершения теплового расчета ширм.

Энтальпия газов за ширмами определяется с помощью (5.5), при этом считают, что присос холодного воздуха отсутствует ($\Delta \alpha_{ш} = 0$). Тепловосприятие дополнительных поверхностей оценивается с помощью (5.25) (п. 5.2.2).

Тепловосприятие *подвесных труб* оценивается по (5.7). Охлаждение омывающих газов $\Delta \theta_{п.т}$ принимается равным для однорядных подвесных труб 5—10 $^\circ\text{C}$, для двухрядных 20—25 $^\circ\text{C}$. По температуре газов за подвесными трубами с помощью H , θ -таблицы (см. табл. 2.3) находят энтальпию газов за подвесными трубами. Тепловосприятия подвесных труб за счет охлаждения газов $Q_{б.п.т}$ определяют по (5.5), за счет излучения из топки $Q_{л.п.т}$ при предвключенных по газам ширмах — по (5.21). При этом принимают $H'_{п.т} = H''_{ш}$, так же как и в ширмах, количество теплоты присосного воздуха $\Delta \alpha_{п.т} H^0_{прс}$ не учитывают. Полный тепловой расчет подвесных труб должен быть поверочным (§ 5.3), как для полурадационной поверхности; при курсовом проектировании его, если это не оговорено в задании, можно не выполнять.

Тепловосприятия ступеней *конвективного* пароперегревателя определяют по принятому приращению энтальпии рабочей среды Δh (5.9), при этом необходимо учитывать особенности теплообмена каждой ступени: для первой по ходу пара («холодной») ступени — по (5.6); для второй по ходу пара («горячей») ступени учитывается и теплота, получаемая излучением из топки $Q_{л.п.е}$ по (5.7); $Q_{л.п.е}$, кДж/кг, кДж/м³ — теплота излучения из топки и ширм на вторую (по ходу пара) «горячую» ступень конвективного пароперегревателя, расположенную после подвесных труб — (5.22) (в отсутствие полного теплового расчета подвесных труб), можно принять $Q_{л.п.е.11} \approx (0,4-0,6) Q_{л.вых.ш.}$, кДж/кг, кДж/м³ (для подвесных труб диаметром около 100 мм и шагом примерно 500 мм).

Энтальпия газов за ступенями конвективного пароперегревателя рассчитывается по (5.5) с учетом тепловосприятия дополнительных поверхностей нагрева $Q_{б.доп.}$, кДж/кг, кДж/м³, расположенных в газоходе рассчитываемой ступени пароперегревателя (и на половине газового коридора между ступенями). Для барабанного котла обычно дополнительной поверхностью газохода конвективных пароперегревателей является потолочный экран — часть радиационного пароперегревателя (рис. 5.4), оценка тепловосприятия которого приведена ранее (с. 56, 76). По найденным энтальпиям газов с помощью H , θ -таблицы (пример табл. 2.3) определяют температуры газов (при соответствующем коэффициенте избытка воздуха α) на границах ступеней конвективного пароперегревателя.

В поворотных камерах барабанных котлов чаще всего располагается потолочный экран радиационного пароперегревателя, определение тепловосприятия которого ранее было дано (с. 56, 76). Иногда в поворотной камере размещают в виде экранов на боковых стенах радиационную поверхность экономайзера и подвесные трубы поверхностей конвективного газохода (для таких труб при-

нимают тепловое напряжение $q_{п.в}$ ориентировочно 50—60 кВт/м² — твердое топливо, 20—25 кВт/м² — мазут и природный газ).

Энтальпию газов на входе в поворотную камеру $H'_{п.к}$, кДж/кг, кДж/м³, принимают равной энтальпии на выходе из предвключенной по газам поверхности (обычно этой поверхностью является первая ступень конвективного пароперегревателя, пример — рис. 5.4). Энтальпию газов на выходе из поворотной камеры $H''_{п.к}$, кДж/кг, кДж/м³, вычисляют с помощью (5.5), при этом присосы холодного воздуха не учитываются ($\Delta a_{п.к} = 0$).

По энтальпии находят температуру газов на выходе из поворотной камеры ($\theta''_{п.к}$, °C). Для большинства используемых топлив газы в поворотной камере охлаждаются на 5—15 °C. Расчет теплообмена в поворотной камере представлен в п. 5.2.4.

Тепловосприятие воздухоподогревателя (п. 5.1.3) определяют количеством теплоты, необходимой для подогрева воздуха (5.8). В свою очередь температура, с которой надо подавать воздух в воздухоподогреватель, чтобы не снижать надежности его работы, и температура, до которой надо подогревать воздух в воздухоподогревателе, определяются свойствами топлива и системой шлакоудаления (§ 1.4).

Принимают температуру газов на входе во вторую ступень воздухоподогревателя $\theta_{впг} = 520 \div 550$ °C (п. 5.1.3).

Тепловосприятие экономайзера барабанного котла определяется как для замыкающей тепловой баланс поверхности, т. е. по остатку теплоты дымовых газов [по уравнению (5.5)].

По тепловосприятию необходимо определить энтальпию, кДж/кг, и температуру воды на выходе из экономайзера,

$$h''_{эк} = h_{п.в} + \frac{B_p Q_{эк}}{D_{эк}}. \quad (5.31)$$

При использовании поверхностного пароохладителя или конденсатора пара вместо $h_{п.в}$ в последнюю формулу подставляем

$$h'_{эк} = h_{п.в} + \Delta h_{по} \frac{D_{п.п}}{D_{эк}}, \quad (5.32)$$

где $\Delta h_{по}$ — снижение энтальпии пара в пароохладителе — (5.11).

Расход питательной воды через экономайзер (5.16) определяется с учетом работы пароохладителя и наличия расхода воды на продувку. Доля продувки $p = D_{пр}/D_{п.п} \cdot 100$, %, принимается: при восполнении потерь воды дистиллятом испарителей или обессоленной водой 0,3—0,5 %, при восполнении химочищенной водой 0,5—3 %. Если производится впрыск собственного конденсата или используется поверхностный пароохладитель, то в (5.16) $D_{впр} = 0$.

Температура воды после экономайзера определяется при давлении в барабане p_6 . Если $h''_{эк}$ окажется больше, чем энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане ($h_{кип}$, кДж/кг), то следует определить массовую долю пара на выходе из экономайзера

$$x''_{эк} = (h''_{эк} - h_{кип})/r, \quad (5.33)$$

где r — теплота парообразования при давлении в барабане, кДж/кг.

С использованием (5.31) определяют энтальпию воды и при двухступенчатой компоновке экономайзера. По энтальпии находят температуру воды на входе и выходе из экономайзера.

Завершается этап распределения тепловосприятия проверкой правильности выполненных расчетов: распределение гидравлических сопротивлений — (5.3), (5.4); распределение приращения энтальпии рабочей среды — (5.15); правильность баланса по расходу рабочей среды — (5.16).

По распределению тепловосприятия проверку выполняют путем составления теплового баланса и определения невязки с помощью (5.27) и (5.28).

Соответствия приращения энтальпии рабочей среды и тепловосприятия в каждой поверхности проверяют по (5.6) и (5.7).

Проверенные данные по давлению, температуре, энтальпии и ее приращению, по тепловосприятию вносят в сводную таблицу, составленную в соответствии с тепловой схемой проектируемого котла (пример такой таблицы — табл. 5.3).

5.2. Тепловой расчет экранных поверхностей топки и конвективных газоходов

В прямоточных котлах такими поверхностями являются экраны ВРЧ топки, горизонтального газохода, поворотной камеры, конвективной шахты, для барабанных котлов — потолочный экран, реже — экраны боковых стен поворотной камеры. Как правило, такие экраны располагаются в нескольких газоходах (рис. 5.6), отличающихся не только уровнем рабочих температур газов, тепловыми нагрузками, но и характером передачи теплоты. Это вынуждает выполнять тепловой расчет по участкам (участок топки, ширм, конвективного пароперегревателя, участок газохода поворотной камеры и др.). Поэтому при эскизном проектировании должны быть оценены геометрические размеры каждого отдельного участка, что необходимо для нахождения лучевоспринимающей поверхности (5.25), а также выбраны диаметры, шаги труб экрана и расстояния труб от обмуровки, так как по ним определяют угловой коэффициент экрана (4.31) [выбор d , s , l следует делать по заводским чертежам (синькам) прототипа проектируемого котла].

5.2.1. РАСЧЕТ ЭКРАНА, РАСПОЛОЖЕННОГО В ТОПКЕ

Расчет тепловосприятия такого экрана производится по (5.25). После определения температуры газов на входе и выходе из зоны топки, в которой размещается экран *, удельная тепловая нагрузка для этого экрана, кВт/м²,

$$q_{эк.т} = 5,67 \cdot 10^{-11} \psi \xi T_{ср}^4, \quad (5.34)$$

где ψ — коэффициент тепловой эффективности экрана по (4.34); ξ — коэффициент излучения по (4.37), (4.42); $T_{ср}$ — средняя температура газов в зоне, в которой расположен рассчитываемый экран, К.

В том случае когда позонный расчет топки не выполняется, тепловая нагрузка (5.25) оценивается с помощью коэффициента распределения тепловой нагрузки по высоте топки (значение η см. в табл. 4.10).

* Позонный тепловой расчет топки приведен в П1.

5.2.2. РАСЧЕТ ЭКРАНОВ ГАЗОХОДА ШИРМ

Часть радиационного пароперегревателя, размещенная в газоходе ширм, рассматривается как дополнительная теплообменная поверхность газохода, характер теплопередачи в которой определяется основной поверхностью газохода.

Поэтому при расчете теплообмена для экрана, размещенного в газоходе ширм, допускается не считать коэффициент теплопередачи, а принимать его значение численно равным коэффициенту теплопередачи ширмовой поверхности ($k_{\text{эк.ш}} = k_{\text{ш}}$); при этом температурный напор определяется по температурам сред самого экрана.

Тепловосприятие экрана, размещенного в газоходе ширм, так же как и у ширм, складывается из теплоты, получаемой излучением из топки, $Q_{\text{л.эк.р}}^{\text{ш}}$, и теплоты, получаемой экраном от омывающих газов за счет их охлаждения, $Q_{\text{б.эк.р}}^{\text{ш}}$ (балансовая теплота) — (5.17). Теплота, воспринятая экраном газохода ширм за счет излучения из топки, определяется как часть лучистой теплоты газохода ширм $Q_{\text{л.ш+доп}}^{\text{ш}}$ — (5.18):

$$Q_{\text{л.эк.р}}^{\text{ш}} = Q_{\text{л.ш+доп}}^{\text{ш}} \frac{F_{\text{л.эк.р}}^{\text{ш}}}{F_{\text{л.ш}} + F_{\text{л.эк.р}}^{\text{ш}}}; \quad (5.35)$$

где $F_{\text{л.эк.р}}^{\text{ш}}$, м^2 — поверхность экрана, расположенного в газоходе ширм и воспринимающего теплоту излучением из топки; $F_{\text{л.эк.р}}^{\text{ш}} = F_{\text{вх}} \frac{F_{\text{эк.р}}^{\text{ш}}}{F_{\text{ш}} + F_{\text{эк.р}}^{\text{ш}}}$, м^2 ;

$F_{\text{вх}}$, м^2 — площадь входного окна газохода ширм; $F_{\text{ш}}$, м^2 — полная поверхность нагрева ширм (§ 5.3); $F_{\text{эк.р}}^{\text{ш}}$, м^2 — поверхность нагрева экрана, расположенного в газоходе ширм [оценивается по составленному эскизу проектируемого котла — (5.25)].

Теплота, получаемая экраном от омывающих газов (балансовая) $Q_{\text{б.эк.р}}^{\text{ш}}$, определяется как часть общей теплоты, отданной газами в газоходе ширм (5.5) (предварительно оценивается 5—10 %).

Далее определяется количество теплоты, получаемой экраном газохода ширм по уравнению теплопередачи,

$$Q_{\text{т.эк.р}}^{\text{ш}} = \frac{k_{\text{ш}} F_{\text{эк.р}}^{\text{ш}} (\vartheta_{\text{ш}} - t_{\text{эк.р}}^{\text{ш}})}{B_{\text{р}}}, \quad (5.36)$$

где $k_{\text{ш}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ — коэффициент теплопередачи экрана газохода ширм, принимаемый равным коэффициенту теплопередачи ширм, т. е. $k_{\text{эк.р}}^{\text{ш}} = k_{\text{ш}}$ (определение $k_{\text{ш}}$ см. в гл. 6); $F_{\text{эк.р}}^{\text{ш}}$, м^2 — поверхность нагрева экрана (5.35); $\vartheta_{\text{ш}}$, $^{\circ}\text{C}$ — средняя температура газов в газоходе ширм (п. 5.1.3); $t_{\text{эк.р}}^{\text{ш}}$, $^{\circ}\text{C}$ — средняя температура пара в экране ширм (предварительно оценивается при распределении тепловосприятий — п. 5.1.2).

Тепловой расчет экрана радиационного пароперегревателя газохода ширм считается законченным, если

$$|\delta Q_{\text{эк.р}}^{\text{ш}}| = \frac{|Q_{\text{б.эк.р}}^{\text{ш}} - Q_{\text{т.эк.р}}^{\text{ш}}|}{Q_{\text{б.эк.р}}^{\text{ш}}} 100 \leq 10\%. \quad (5.37)$$

При определении температуры рабочей среды в экране газохода ширм по (5.7) в значении общего тепловосприятия необходимо учитывать и тепловосприятие из топки $Q_{\text{л.эк.р}}^{\text{ш}}$ и теплоту, полученную от омывающих газов $Q_{\text{б.эк.р}}^{\text{ш}}$.

Тепловой расчет экрана радиационного пароперегревателя газохода ширм выполняется совместно с ширмовым пароперегревателем, поэтому дополнительные сведения по его расчету можно получить в § 5.3.

5.2.3. РАСЧЕТ ЭКРАНОВ, РАСПОЛОЖЕННЫХ В ГАЗОХОДАХ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Предварительно оценивается теплота, воспринятая экраном от омывающих газов за счет их охлаждения (от ϑ_i' до ϑ_i'') $Q_{\text{б.эк.р}}^i$ (теповосприятие по балансу). Для грубой оценки можно принять

$$Q_{\text{б.эк.р}}^i = Q_{\text{б}i} \frac{F_{\text{эк.р}}^i}{F_i}, \quad \text{т. е. отношение балансовых тепловосприятий}$$

экрана газохода и основной конвективной поверхности пропорционально отношению их поверхностей нагрева. Затем определяется количество теплоты, получаемой тем же экраном по уравнению теплопередачи, так же как это было сделано для экрана газохода ширм (п. 5.2.2). Коэффициент теплопередачи экрана принимается численно равным коэффициенту теплопередачи основной конвективной поверхности (определение $k_{\text{к.пп}}$ см. в гл. 6); $F_{\text{эк.р}}^i$, м^2 — поверхность нагрева экрана в газоходе конвективного пароперегревателя [оценивается по разработанному эскизу проектируемого котла — см. (5.25)]; $\vartheta_{\text{к.пп}}$, $^{\circ}\text{C}$ — средняя температура газов в газоходе; t , $^{\circ}\text{C}$ — средняя температура среды в экране (§ 5.1). Если газоход основной поверхности получает теплоту и излучением, то следует оценить восприятие этой теплоты экраном (см. п. 5.2.2).

Тепловой расчет заканчивается проверкой сходимости балансовой теплоты $Q_{\text{б.эк.р}}^i$ и тепловосприятия, рассчитанного по уравнению теплообмена $Q_{\text{т.эк.р}}^i$ (5.37)*.

5.2.4. РАСЧЕТ ЭКРАНОВ ПОВОРОТНОЙ КАМЕРЫ

Определяется тепловосприятие экранов, расположенных в поворотной камере при охлаждении газов (от $\vartheta'_{\text{п.к}}$ до $\vartheta''_{\text{п.к}}$, $^{\circ}\text{C}$) — $Q_{\text{б.эк.р}}^{\text{п.к}}$, § 5.1. Рассчитывается коэффициент теплоотдачи излучением к экранам поворотной камеры [$\alpha_{\text{л.эк.р}}^{\text{п.к}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, см. гл. 6]. Рассчитывается тепловосприятие экранов, $\text{кДж}/\text{кг}$, $\text{кДж}/\text{м}^3$, поворотной камеры по уравнению теплообмена

$$Q_{\text{т.эк.р}}^{\text{п.к}} = \frac{\alpha_{\text{л.эк.р}}^{\text{п.к}} F_{\text{л.эк.р}}^{\text{п.к}} (\vartheta_{\text{п.к}} - t_{\text{з.эк.р}}^{\text{п.к}})}{10^3 B_{\text{р}}}, \quad (5.38)$$

где $F_{\text{л.эк.р}}^{\text{п.к}}$, м^2 — поверхность нагрева экранов поворотной камеры, оценивается по разработанному эскизу проектируемого котла — см. (5.25); $\vartheta_{\text{п.к}}$, $^{\circ}\text{C}$ — средняя температура газов в газоходе поворотной камеры, $\vartheta_{\text{п.к}} = (\vartheta'_{\text{п.к}} + \vartheta''_{\text{п.к}})/2$, $^{\circ}\text{C}$, § 5.1; $t_{\text{з.эк.р}}^{\text{п.к}}$, $^{\circ}\text{C}$ — температура наружной поверхности загрязнений экранных труб поворотной камеры, $t_{\text{з.эк.р}}^{\text{п.к}} = t_{\text{эк.р}}^{\text{п.к}} + \varepsilon q_{\text{эк.р}}^{\text{п.к}}$, $^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{эк.р}}^{\text{п.к}}$, $^{\circ}\text{C}$ — средняя температура рабочей среды в экранах, $q_{\text{эк.р}}^{\text{п.к}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ — тепловая нагрузка экранов, $t_{\text{эк.р}}^{\text{п.к}}$ и $q_{\text{эк.р}}^{\text{п.к}}$ —

* При значительной несходимости (большей 10 %) выполняют следующее приближение, изменяя температуру рабочей среды.

предварительно оцениваются, рекомендации см. в § 5.1, $\epsilon, \text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ — коэффициент загрязнения экранов поворотной камеры, см. § 6.3.

Выполняется проверка сходимости балансовой теплоты экранов и теплоты теплообмена (5.37)*.

Если экраны поворотной камеры воспринимают и теплоту излучением из топki, что имеет место при размещении между топкой и поворотной камерой только ширм, то при определении приращения энтальпии рабочей среды в (5.7) надо учесть полное тепловосприятие.

Тепловосприятие всего радиационного пароперегревателя будет складываться из тепловосприятий его частей (топочной, ширмовой, экрана газохода конвективного пароперегревателя и экранов поворотной камеры).

Оценка тепловосприятия части экранов газохода, например потолочного экрана осуществляется распределением всего тепловосприятия экранов газохода пропорционально отношению теплообменной поверхности рассчитываемой части ко всей поверхности пароперегревателя.

5.3. Расчет ширмового пароперегревателя

Для выполнения теплового расчета ширмового пароперегревателя необходимо иметь эскизную разработку ширмовых поверхностей с их конструктивными характеристиками (высотой, глубиной ширм, расстоянием между ширмами, диаметром, шагом и числом труб в лентах ширм, числом ширм), схемой включения по обоим средам (взаимное движение сред, число ходов, наличие перебро-сов, пароохладителей), а также данными по температурам сред (рис. 5.2, 5.4, 5.7, табл. 5.1—5.4). Эскизная разработка выполняется с помощью заводских проектных материалов (чертежей и тепловых расчетов).

Ширмовые поверхности работают при температурах газов, при которых возможно шлакование, т. е. при $\vartheta'_{\text{ш}} > t_1$ (выбор $\vartheta''_{\text{ш}}$, °С, см. в § 4.2, t_1 , °С, в П4). Поэтому шаг между ширмами s_1 (рис. 5.7) выбирается таким, чтобы при всех возможных режимах работы котла не возникало полного перекрытия межширмового пространства шлаками (обычно $s_1 = 600 \div 700$ мм). Повышение тепловой эффективности работы ширм в условиях шлакования достигается использованием очистных устройств (виброочистки, обдувки).

При выборе поперечного шага ширм желательно, чтобы число ширм было четным, так как удобно каждую пару ширм крепить между собой. В мощных паровых котлах тракт рабочей среды имеет два самостоятельно регулируемых потока, и также поэтому число ширм должно быть четным. Однако в агрегатах относительно невысокой производительности (до 400 т/ч) с одним регули-

* При значительной несходимости (большей 10 %) выполняют следующее приближение, изменяя температуру рабочей среды.

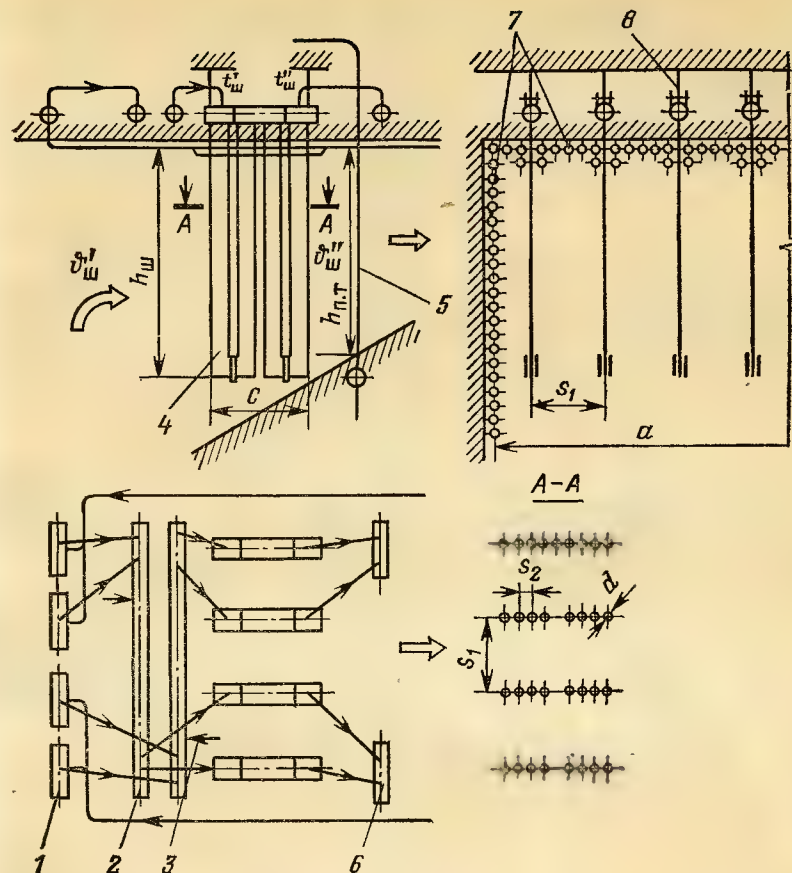


Рис. 5.7. Схема ширмового пароперегревателя:

1 — выходные коллекторы радиационного пароперегревателя; 2 — переборные коллекторы с впрыскивающими пароохладителями; 3 — ввод охлаждающей среды (собственный конденсат или питательная вода); 4 — ширмы; 5 — подвесные трубы заднего экрана; 6 — входные коллекторы конвективного пароперегревателя; 7 — дополнительные поверхности нагрева в области ширм; 8 — узел крепления

руемым потоком рабочей среды и с индивидуальным присоединением каждой ширмы к своему коллектору возможно нечетное количество ширм. Выбранное количество ширм следует проверить по формуле

$$z_1 = (a/s_1) - 1, \quad (5.39)$$

если расстояние от крайних ширм до боковых стен газохода равно расстоянию между ширмами (шагу ширм s_1), или по формуле

$$z_1 = a/s_1, \quad (5.40)$$

если расстояние от крайних ширм до боковых стен равно половине шага ширм ($s_1/2$).

Выбор числа труб n в ленте ширмы также следует проверить

из условия надежности охлаждения металла труб по допустимой массовой скорости пара w_p [800—1600 кг/(м²·с)], что в свою очередь зависит от допустимой температуры металла и тепловой нагрузки ширм.

Массовая скорость пара в ширмах определяется по действительному расходу пара в ширмах $D_{ш}$, кг/с [см. (5.16)],

$$w_p = \frac{D_{ш}}{0,785 d_{вн}^2 z_n n / z_x^n}, \quad (5.41)$$

где z_x^n — число ходов пара в ширмах (на рис. 5.3 представлены одноходовые ширмы, поэтому для них $z_x^n=1$, на рис. 5.5 — ширмы включены по паре в два хода, поэтому для этих ширм $z_x^n=2$); $d_{вн}$, м — внутренний диаметр труб ширм (для прямоточных котлов докритического давления ширмы изготавливают из труб 38×4,5, сверхкритического давления — 32×6, барабанных — 32×4*); остальные величины (5.41) приведены выше.

Глубина ширм c (рис. 5.7) зависит от продольного шага s_2 , числа труб в ленте n и числа ходов z_x ленты. Обычно зазор между соседними трубами в ширме составляет 3—4 мм, тогда продольный шаг труб в ширме $s_2=d+(0,003÷0,004)$, м, а глубина ширм

$$c = [(n-1)s_2 + d]z_x + 1,5(z_x - 1). \quad (5.42)$$

Число ходов ленты ширмы z_x зависит от теплообменной поверхности и необходимой по условиям охлаждения массовой скорости пара и обычно принимается четным (равным двум или четырем).

Ширмы, как правило, заполняют верхнюю часть топки (см. § 4.1). Угловой коэффициент с входного на выходное сечение ширм

$$\varphi_{ш} = \sqrt{(c/s_1)^2 - 1} - c/s_1. \quad (5.43)$$

Расчетная поверхность нагрева: а) ширм — удвоенная площадь плоских поверхностей, проходящих через оси труб ширм и ограниченных наружными образующими крайних труб, умноженная на угловой коэффициент ширм ($x_{ш}$ — см. рис. 5.19, кривая 1); для ширм (рис. 5.7) $F_{ш}=2h_{ш}cn_{ш}x_{ш}$, м²; б) дополнительной экранной поверхности нагрева в газоходе ширм — площадь закрытых экранами боковых стен и площадь потолка, умноженные на соответствующие угловые коэффициенты. При этом линейные размеры нужно выбирать с учетом размеров ширмы; например, для компоновки, изображенной на рис. 5.6, $F_{экр}=2h_{бок}c+ac$, м².

Скорость газов в ширмах w_r зависит от размеров ширм и вида топлива; она подсчитывается по формуле (6.11), причем при расчете сечения для прохода газов можно усреднять высоту ширм, так что, например, для ширм на рис. 5.7 $b=(h_{ш}+c+h_{г.о})/2$.

Обычно скорость газов в ширмах при сжигании твердых топ-

лив находится в пределах 3—8 м/с и при сжигании газа и мазута достигает 12—13 м/с.

Ширмы являются полурадиационными поверхностями нагрева, и при их тепловом расчете необходимо вычислить теплоту излучения из топки $Q_{л}$ и теплоту, передаваемую омывающими газами Q_6 (5.17). Для расчета необходимо располагать данными по средней температуре газов в газоходе ширм: $\theta = (\theta' + \theta'')/2$, °С. Температуру газов на входе в ширмы θ' считают равной температуре газов на выходе из топки ($\theta' = \theta''_г$), а температуру газов на выходе из ширм приходится предварительно оценивать (§ 4.2).

Правильность оценки балансовой теплоты, а следовательно и выбора температуры газов за ширмами при заданных конструктивных данных ширм, характеризуется хорошей сходимостью Q_6 с тепловосприятием, рассчитанным с помощью уравнения теплопередачи $Q_{т}$ (6.1) (предельное расхождение $\pm 2\%$). Температурный напор (Δt см. § 6.4) определяется по средней температуре газов θ и по температуре рабочей среды (t — см. § 5.1), зависящей от полного тепловосприятия ширм $Q_{ш}$ [см. (5.7) и рис. 5.8].

Более громоздким становится расчет при размещении в газоходе ширм дополнительных поверхностей (например, экранов ВРЧ или экрана радиационного пароперегревателя барабанного котла). В этом случае появляется необходимость распределения тепловосприятия газохода между двумя поверхностями (п. 5.1.3), выполнения расчета теплопередачи для обеих поверхностей (гл. 6).

В соответствии с методикой курсового проектирования расчет ширмовых поверхностей практически всегда включается в объем курсового проекта. В то же время тепловой расчет ширм, выполняемый поперечным методом, труден для освоения, особенно если вместе с расчетом ширм необходимо выполнять расчет дополнительных поверхностей нагрева. Поэтому авторы посчитали необходимым подробно изложить методику теплового расчета поверхностей нагрева газохода ширм и дать рекомендации по оформлению этого расчета, которыми полезно пользоваться и при оформлении других разделов пояснительной записки проекта.

Примером формы записи может служить табл. 5.5, где представлены фрагменты теплового расчета ширм и дополнительных поверхностей.

Тепловой расчет поверхностей газохода ширм включает конструктивные характеристики ширм и дополнительных поверхностей нагрева и собственно расчет.

Конструктивные характеристики берутся по заводским чертежам. Например, для пароперегревателя на рис. 5.7 такими характеристиками являются: 1. Диаметр и толщина труб: а) ширм — $d \times \delta$, мм, б) то же для дополнительных по-

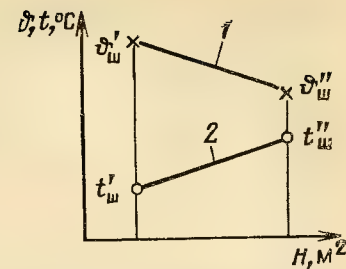


Рис. 5.8. График изменения температуры сред в ширмовом пароперегревателе при прямотоке:
1, 2 — температуры дымовых газов и пара

* Здесь, как обычно, запись 32×4 означает: наружный диаметр равен 32 мм, толщина стенки 4 мм.

Таблица 5.5. Расчет ширмового пароперегревателя (фрагмент)

Рассчитываемая величина	Формула или обоснование	Расчет	Примечание
...	...	...	...
Количество ширм $n_{ш}$	По чертежу	24	
Прирост энтальпии пара в ширмах Δh , кДж/кг	$(Q_{6,ш} + Q_{л,ш}) B_p$ $D_{пе} - D_{впр}$	$(2336 + 615) 37,2$ $264 - 5,55$	$= 425$
...	...	...	...
Тепловосприятие дополнительных поверхностей по уравнению теплопередачи $Q_{т,доп}$, кДж/кг	$kF_{доп} (\vartheta - t_{доп})$ B_p	$56,1 \cdot 10^{-3} \cdot 198 (1116 - 420)$ $37,2$	$= 213$
...	...	...	...

верхностей; 2. Количество параллельно включенных труб — $n_{тр} = n_{ш} n$; 3. Количество ширм $n_{ш}$; 4. Шаг между ширмами s_1 , мм; 5. Продольный шаг труб в ширме s_2 , мм; 6. Относительный поперечный шаг $\sigma_1 = s_1/d$; 7. Относительный продольный шаг $\sigma^2 = s^2/d$; 8. а) расчетная поверхность нагрева ширм $F_{ш}$, м², с. 86, б) дополнительная поверхность нагрева в области ширм $F_{акр}$, м² — с. 86; 9. Площадь входного окна газохода ширм $F_{вх}$, м² — (5.19)*; 10. а) лучевоспринимающая поверхность ширм $F_{л,ш} = F_{вх} - F_{л,акр}$, м²; б) дополнительная лучевоспринимающая поверхность газохода ширм $F_{л,акр}$, м² (5.35); 11. Живое сечение для прохода газов F_r , м² (6.8); 12. Живое сечение для прохода пара f_n , м² (6.23); 13. Эффективная толщина излучающего слоя s , м (6.39).

Тепловой расчет (в пояснительную записку курсового проекта вносятся данные только последнего приближения): 14. Температура газов на входе $\vartheta'_{ш}$, °С, принимается $\vartheta'_{ш} = \vartheta''_{ш}$; $\vartheta''_{ш}$ — температура газов на выходе из топki, см. § 4.2; 15. Энтальпия газов там же $H_{ш}$, кДж/кг, кДж/м³ (определяется по $\vartheta'_{ш}$) (табл. 2.3); 16. Лучистая теплота, воспринятая плоскостью входного окна (ширмы) $Q_{л,вх}$, кДж/кг, кДж/м³ — (5.19); 17. Поправочный коэффициент для учета излучения из ширм на пучок за ширмами ξ_n (5.20); 18. Температура газов на выходе из ширмы $\vartheta''_{ш}$, °С, принимается предварительно (§ 4.2); 19. Средняя температура газов в ширмах ϑ , °С (6.7); 20. Произведение $p_{гс} s = p_{гс} s$, МПа·м (p — давление дымовых газов в котле (4.37); объемная доля трехатомных газов γ_n — табл. 2.1); 21. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами k_g , 1/(м·МПа) — рис. 6.12; 22. То же золовыми частицами $k_{зл}$, м²/(м·МПа) — рис. 6.13; 23. Оптическая толщина kps — (6.38); 24. Концентрация золы в дымовых газах $\mu_{зл}$, кг/кг — табл. 2.1; 25. Коэффициент излучения газовой среды ξ , см., рис. 4.3; 26. Угловой коэффициент с входного на выходное сечение ширм $\varphi_{ш}$ (5.43); 27. Теплота излучения из топki и ширм на поверхность, расположенную за ширмами, $Q_{л,вх}$, кДж/кг, кДж/м³ (5.20); 28. Теплота, полученная излучением из топki ширмами и дополнительными поверхностями, $Q_{л,ш+акр}$, кДж/кг, кДж/м³ (5.18); 29. Количество лучистой теплоты, воспринятой излучением из топki ширмами, $Q_{л,ш} = Q_{л,ш+акр} - Q_{л,акр}$, кДж/кг, кДж/м³; 30. Количество лучистой теплоты, воспринятой излучением из топki дополнительными поверхностями, $Q_{л,акр}$, кДж/кг, кДж/м³ (5.35); 31. Энтальпия газов на выходе из ширм $H''_{ш}$, кДж/кг, кДж/м³, определяется по H , ϑ -таблице по ранее выбранной $\vartheta''_{ш}$;

* Здесь и далее в пояснительной записке проекта приводятся в полном написании формулы и численные значения, как это показано в табл. 5.5.

32. Тепловосприятие ширм и дополнительных поверхностей по балансу $Q_{6,ш+акр}$, кДж/кг, кДж/м³ — (5.5); 33. Тепловосприятие ширм по балансу $Q_{6,ш}$, кДж/кг, кДж/м³, принимается предварительно (для оценки принимают $Q_{6,ш} = (0,90 + 0,92) Q_{6,ш+акр}$); 34. Тепловосприятие дополнительных поверхностей по балансу $Q_{6,акр} = Q_{6,ш+акр} - Q_{6,ш}$, кДж/кг, кДж/м³; 35. Расход воды на впрыск перед ширмами (первый) $D_{впр1}$, кг/с, принимается около 3—5 % $D_{п.л}$, см. рис. 5.3, 5.5; 36. Температура пара перед первым впрыскивающим пароохладителем $t'_{впр1}$, °С, принята предварительно (§ 5.1); 37. Энтальпия пара перед первым впрыскивающим пароохладителем $h'_{впр1}$, кДж/кг, определяется по давлению и температуре с помощью термодинамических таблиц; 38. Снижение энтальпии пара в первом пароохладителе $\Delta h_{впр1}$, кДж/кг (5.12) (второй впрыск $D_{впр11}$, кг/с, см. § 5.1); 39. Энтальпия пара после первого впрыска $h''_{впр1} = h'_{впр1} - \Delta h_{впр1}$, кДж/кг; 40. Температура пара после первого впрыска $t''_{впр1}$, °С определяется с помощью термодинамических таблиц; 41. Температура пара на входе в ширмы $t'_{ш} = t''_{впр1}$, °С; 42. Энтальпия пара на входе в ширмы $h'_{ш} = h''_{впр1}$, кДж/кг; 43. Прирост энтальпии пара в ширмах $\Delta h_{ш}$ (5.7), кДж/кг; 44. Энтальпия пара после ширм $h''_{ш}$, кДж/кг (5.9); 45. Температура пара после ширм $t''_{ш}$, °С, определяется с помощью термодинамических таблиц по $p''_{ш}$ и $h''_{ш}$, см. § 5.1; 46. Средняя температура пара в ширмах $t_{ш}$, °С (6.23). 47. Температурный напор в ширмах $\Delta t_{ш}$, °С (6.47) (в этом месте пояснительной записки разместить рисунок, подобный рис. 5.8); 48. Средняя скорость газов в ширмах w_g , м/с (6.7); 49. Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k , Вт/(м²·К), см. рис. 6.4; 50. Коэффициент загрязнения ширм ϵ , (м²·К)/Вт, см. рис. 6.15; 51. Температура наружной поверхности загрязнений ширм t_s , °С, (6.41); 52. Коэффициент теплоотдачи излучением в ширмах α_l , Вт/(м²·К), см. рис. 6.14; 53. Коэффициент использования ширмовых поверхностей ξ , см. рис. 6.17; 54. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке ширм α_1 , Вт/(м²·К), (6.4); 55. Коэффициент теплоотдачи для ширм $k_{ш}$, Вт/(м²·К), см. табл. 6.1*; 56. Тепловосприятие ширм по уравнению теплопередачи $Q_{т,ш}$, кДж/кг, кДж/м³, (6.1); 57. Несходимость тепловосприятий ширм $|\delta Q_{ш}|$, % (5.37) (должна быть $|\delta Q_{ш}| \leq 2\%$); 58. Средняя температура в дополнительных поверхностях $t_{акр}$, °С, принимается предварительно (§ 5.1); 59. Тепловосприятие дополнительных поверхностей по уравнению теплопередачи $Q_{т,акр}$, кДж/кг, кДж/м³ (5.36); 60. Несходимость тепловосприятий дополнительных поверхностей $|\delta Q_{акр}|$, % (5.37) (должна быть $|\delta Q_{акр}| \leq 10\%$).

Если после очередного приближения несходимость тепловосприятий $|\delta Q|$, %, превышает допустимое значение, следует изменить температуру газов на выходе из ширм $\vartheta''_{ш}$, °С, и провести, начиная с расчета средней температуры газов, следующее приближение. Рекомендуется снизить указанную температуру $\vartheta''_{ш}$ для следующего приближения, если в предыдущем получено $Q_{6,ш} < Q_{т,ш}$, и наоборот. Но всегда должно соблюдаться условие $\vartheta''_{ш} < t_1$, °С (t_1 — температура начала деформации золы, табл. П4), иначе возможно плавление конвективных поверхностей, расположенных по газам после ширм (см. табл. 4.7).

Для последующего приближения целесообразно выбирать температуру газов $\vartheta''_{ш}$, отличающуюся от принятой в предыдущем не более чем на 50 °С. В этом случае коэффициент теплопередачи $k_{ш}$ можно не пересчитывать. Пересчитываются температурный напор $\Delta t_{ш}$, тепловосприятие излучением из топki $Q_{л,ш}$ и по балансу $Q_{6,ш}$ и заново рассчитывается тепловосприятие по уравнению теплопередачи $Q_{т,ш}$. Определяется новое значение несходимости $|\delta Q_{ш}|$.

Если и после следующего (например, второго) приближения расхождение $Q_{т,ш}$ и $Q_{6,ш}$ окажется больше указанного предела ($|\delta Q_{ш}| \geq 2\%$), то температуру за ширмой $\vartheta''_{ш}$ можно определить линейной интерполяцией: графически (рис. 7.1) или аналитически, по формуле (7.9).

Если найденная путем интерполяции расчетная температура $(\vartheta''_{ш})_p$ отли-

* Для ширм на докритические параметры пара следует учитывать коэффициент теплоотдачи от стенки к пару α_2 , Вт/(м²·К), и рассчитывать коэффициент теплопередачи с учетом α_2 (гл. 6).

чается от той, по которой определялся коэффициент теплопередачи, не более чем на 50 °С, то для завершения расчета необходимо по этой температуре уточнить только тепловосприятие $Q_{6,ш}$ и искомую температуру тепловоспринимающей среды $t''_{ш}$ в уравнении баланса (5.7). При большем расхождении температур $t''_{ш}$ необходимо по расчетной температуре ($t''_{ш}$)_р повторить расчет, включая определение коэффициента теплопередачи и температурного напора.

Температуру наружной поверхности загрязнений t_a не уточняют, если полученное в расчете суммарное тепловосприятие по балансу $Q_{6,ш}$ и за счет излучения из топки $Q_{л,ш}$ отличается от предварительно принятого не более чем на ±15 %. При невыполнении этого необходимо уточнить температуры наружной поверхности загрязнений t_a , коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания $\alpha_{л}$, коэффициент теплопередачи ширмы $k_{ш}$ и тепловосприятие ширм за счет конвективного теплообмена $Q_{т,ш}$.

Если относительная разница тепловосприятия ширм $|\delta Q_{ш}|$ получена не более 2 %, расчет ширм считается законченным. Окончательными считаются температура газов и тепловосприятие, вошедшие в уравнение теплового баланса $[(\theta''_{ш})_р$ и $Q_{6,ш}$ из (5.5)].

Полученные в окончательном расчете тепловосприятие ширм по балансу $Q_{6,ш}$ и количество лучистой теплоты, воспринятой из топки ширмами $Q_{л,ш}$, позволяют определить действительное приращение энтальпии пара в ширмах (5.7) и энтальпию пара за ширмами (5.9), (5.12).

Если выполнение указанных рекомендаций по достижению допустимой разницы тепловосприятий ширм ($|\delta Q_{ш}| \leq 2\%$) путем изменения температуры газов на выходе из ширм $\theta''_{ш}$ не дает нужных результатов, то, как крайняя мера, может быть рекомендовано изменение величины теплообменной поверхности ширм $H_{ш}$ за счет изменения числа ширм $n_{ш}$ или их размера $h_{ш}$, $c_{ш}$ (следует уменьшить $H_{ш}$ при $Q_{6,ш} < Q_{т,ш}$ и наоборот).

Рекомендации по получению допустимой сходимости $Q_{6,ш}$ и $Q_{т,ш}$ могут быть использованы и при расчете дополнительных поверхностей.

5.4. Расчет подвесных труб и фестона

В современных энергетических паровых котлах подвесные трубы используют для крепления горизонтальных ширм, экранов топки или конвективных поверхностей. Кроме того, сами подвесные трубы являются теплообменными поверхностями, условия работы которых и, следовательно, их тепловой расчет определяются расположением подвесных труб в газовом тракте котла.

Подвесные трубы горизонтальных ширм по условиям тепловосприятия тождественны остальным трубам ширм, поэтому их считают вместе с ширмами.

5.4.1. ПОДВЕСНЫЕ ТРУБЫ И ФЕСТОН ЗАДНЕГО ЭКРАНА ТОПКИ

Подвесные трубы и фестон располагаются между ширмами и пакетами конвективного пароперегревателя и конструктивно представляют собой разреженный трубный пучок (фестон) из труб заднего экрана (рис. 5.9) или один ряд труб наружным диаметром около 100 мм, с поперечным шагом $s_{1,п.т}$ около 400–800 мм (рис. 5.10).

Тепловой расчет таких труб выполняется, как и расчет ширм, поверочным методом. Должны быть получены конструктивные характеристики [диаметр, шаг, число труб, размеры газохода (рис. 5.9, 5.10), теплообменная ($F_{п.т} = \pi d h_{п.т} z_1 z_2$, м²) и лучевоспринимающая ($F_{л.п.т} = a h_{п.т}$, м²) поверхности, проходное сечение по газам (6.8), эффективная толщина излучающего слоя (4.38)].

Далее производится тепловой расчет труб. Определяются температура и энтальпия газов на входе $\theta'_{п.т}$, °С и $H'_{п.т}$, кДж/кг, кДж/м³ (принимаются равными выходной температуре и энтальпии ширм, т. е. $\theta'_{п.т} = \theta''_{ш}$ и $H'_{п.т} = H''_{ш}$). Оценивается (§ 5.1) с последующим уточнением температура газов на выходе из подвесных труб $\theta''_{п.т}$, °С, по которой с помощью H , θ -таблицы (см. табл. 2.3) находится энтальпия газов на выходе $H''_{п.т}$, кДж/кг, кДж/м³. Для выбора температуры газов на выходе могут быть использованы следующие рекомендации:

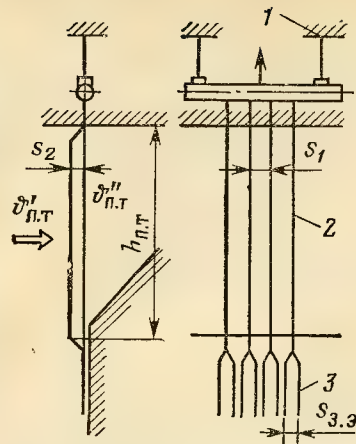


Рис. 5.9. Схема расположения фестонированных труб заднего экрана:

1 — узел крепления; 2 — фестон; 3 — задний экран

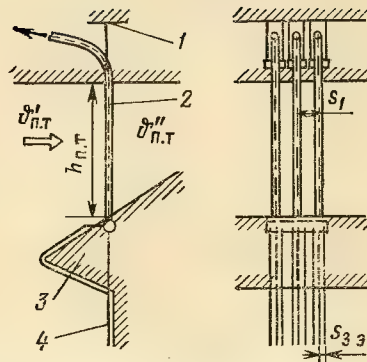


Рис. 5.10. Подвесные трубы заднего экрана:

1 — узел крепления; 2 — подвесные трубы; 3 — аэродинамический выступ; 4 — задний экран

охлаждение газов $\Delta \theta_{п.т}$, °С, в однорядных трубах 5–10 °С, в двухрядных 20–25 °С. Температура на выходе $\theta''_{п.т} = \theta'_{п.т} - \Delta \theta_{п.т}$, °С. Тепловосприятия таких труб по балансу $Q_{6,п.т}$ определяют из (5.5) и за счет излучения из топки и ширм на подвесные трубы $Q_{л,п.т}$ — из (5.22). Полное тепловосприятие труб $Q_{п.т} = Q_{6,п.т} + Q_{л,п.т}$.

Далее осуществляют расчет теплообмена в трубах (гл. 6). Для этого по средней температуре газов в подвесных трубах определяют скорость газов (6.7), а по скорости газов с помощью номограммы рис. 6.4 или 6.5 находят коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k , Вт/(м²·К). С помощью номограммы рис. 6.14 определяют коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$, Вт/(м²·К), при этом температура наружной поверхности загрязнений t_a рассчитывается по (6.42). Тепловосприятие подвесных труб находят по уравнению теплопередачи

$$Q_{т.п.т} = \frac{(\alpha_k + \alpha_{л}) F_{п.т} (\theta - t_a)}{B_p} \quad (5.44)$$

Несходимость тепловосприятий подвесных труб $|\delta Q_{п.т}|$ определяют из (5.37).

Расчет считают законченным, если $|\delta Q_{п.т}| < 5\%$. При невыполнении этого условия делается следующее приближение (при $Q_{т.п.т} > Q_{6,п.т}$); для следующего приближения берут более низкую температуру газов за подвесными трубами, т. е. $(\theta''_{п.т})_{II} < (\theta''_{п.т})_I$. В противном случае знаки неравенств нужно заменить на противоположные.

Определение приращения энтальпии рабочей среды в подвесных трубах осуществляют по (5.7).

Если кроме подвесных труб в газоходе расположены дополнительные поверхности нагрева, то значения балансовой $Q_{6,п.т}$ и лучистой $Q_{л,п.т}$ теплот нужно распределить между всеми тепловоспринимающими поверхностями, как это было рекомендовано при изложении методики расчета ширм (§ 5.3).

5.4.2. ПОДВЕСНЫЕ ТРУБЫ ПОВОРОТНОЙ КАМЕРЫ

Тепловой расчет подвесных труб в поворотной камере (отводящих труб экономайзера или труб, включенных по рабочей среде после НРЧ) также выполняется поверочным методом: по принятым конструктивным характеристикам

определяются тепловосприятия по балансу и по теплообмену (допустимая разница не более 10 %).

Особенности расчета сводятся к следующему. При определении скорости газов по (6.7) считают, что примерно половина газов проходит, минуя подвесные трубы. Коэффициент теплоотдачи конвекцией определяется по номограмме для коридорных пучков (см. рис. 6.4); температура наружной поверхности загрязнений подвесных труб $t_a = t + \varepsilon q$, °C, коэффициент загрязнений ε — из § 6.3;

тепловая нагрузка ($q = \frac{Q_{п.т}}{F_{п.т}}$, кВт/м²) предварительно принимается по

табл. 5.1, 5.3 с последующим уточнением; тепловосприятие подвесных труб $Q_{т.п.т}$ определяется по (5.44). Обычно проверку условия (5.37) осуществляют сразу для всех теплообменных поверхностей поворотной камеры.

5.4.3. ПОДВЕСНЫЕ ТРУБЫ В КОНВЕКТИВНЫХ ГАЗОХОДАХ

В этом случае тепловосприятие подвесных труб оценивают как часть (7—9 %) тепловосприятия газохода по балансу $Q_{б.п.т}$ (5.5). По средней температуре газов определяют скорость газов (6.7). По общепринятым методикам (гл. 6) находят коэффициенты теплоотдачи α_k , α'_k , α_2 и коэффициент теплопередачи k для основной поверхности газохода (обычно это конвективный вторичный или первичный пароперегреватель). Тепловосприятие подвесных труб $Q_{т.п.т}$ находят по уравнению теплопередачи (6.1), где коэффициент теплопередачи подвесных труб принимают численно равным коэффициенту теплопередачи основной поверхности нагрева ($k_{п.т} = k_{п.н}$), а температурный напор — по (6.48). Завершают расчет, как и любой поверочный расчет, проверкой условия (5.37) (должно быть $|\delta Q_{п.т}| < 10 \%$).

5.5. Расчет конвективного пароперегревателя

При курсовом проектировании парового котла считается методически правильным выполнять тепловой расчет конвективных пароперегревателей конструктивным методом с определением необходимых теплообменных поверхностей при номинальной паропроизводительности и принятых показателях экономичности и надежности работы.

Проектирование конвективных пароперегревателей должно включать ряд этапов:

1) эскизную разработку проектируемых поверхностей с выбором конструктивных характеристик: диаметра труб поверхностей нагрева пароперегревателей, а если необходимо, то и дополнительных поверхностей, шагов, числа труб, их расположения, габаритов газохода, площадей проходных сечений, эффективной толщины излучающего слоя. Составление компоновочной схемы и схемы движения сред в проектируемом пароперегревателе: размещение пароперегревателя в газовом тракте котла, взаимное движение сред, число их ходов, наличие парохладителей (рис. 5.11) выполняется с помощью заводских проектных материалов (чертежей, расчетов) и в строгом соответствии с заданием на проектирование;

2) распределение тепловосприятия по ступеням пароперегревателя: оценка давлений, температур и энтальпий рабочей среды, температур и энтальпий газов на границах ступеней, приращений тепловосприятий, балансовых тепловосприятий, а при необходимости и тепловосприятий за счет излучения из топки и ширм. На этом этапе используются уравнения теплового и материального балансов и рекомендации, изложенные в § 5.1;

3) нахождение поверхностей нагрева пароперегревателей и дополнительных поверхностей (определение коэффициента теплоотдачи конвекцией, излучением, теплопередачи, температурного напора). Расчет поверхностей нагрева выполняется с помощью уравнения теплопередачи (см. табл. 6.1), подробные пояснения к этому расчету приведены в гл. 6;

4) конструирование поверхностей пароперегревателей (определение числа

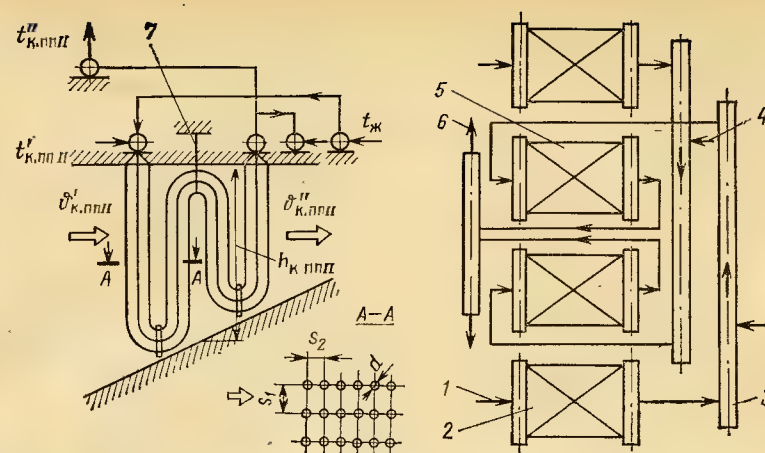


Рис. 5.11. Схема конвективного пароперегревателя (вторая по ходу пара «горячая» ступень):

1 — вход пара; 2 — пакеты первого хода; 3 — переборные коллекторы с впрыскивающими парохладителями; 4 — ввод охлаждающей среды; 5 — пакеты второго хода; 6 — выход перегретого пара в турбину; 7 — узел крепления

петель в пакете, размера пакета по ходу газов, промежутков между пакетами, разработка конструкций крепления поверхностей, защиты от истирания золой, выбор способов очистки). Решение вопросов этого этапа осуществляется с привлечением материалов проектных учреждений и учебной литературы.

Конвективные пароперегреватели обычно используются как средняя и выходная части сложного комбинированного пароперегревателя (см. рис. 5.2—5.5).

Для конвективных пароперегревателей первичного пара используются трубы с наружным диаметром $d = 28 \div 42$ мм и толщиной стенки $\delta = 4 \div 7$ мм, применяются шаги труб: поперечный $s_1 = (2,3 \div 6,5)d$, продольный $s_2 = (1,5 \div 2,5)d$.

Вторичный пароперегреватель изготавливают из труб наружным диаметром $d = 32 \div 60$ мм, толщиной стенки $\delta = 3,5 \div 5$ мм. Шаги в трубных пакетах: поперечный $s_1 = (1,8 \div 3,5)d$, продольный $s_2 = (1,2 \div 1,6)d$.

Для дополнительных поверхностей газоходов конвективных пароперегревателей используют: для газоплотных экранов трубы диаметром $d = 28 \div 32$ мм, толщиной стенки $\delta = 5 \div 6$ мм, шаг труб $s = 42 \div 48$ мм; для гладкотрубных негазоплотных экранов $d = 32 \div 57$ мм, $\delta = 4 \div 7$ мм, $s = 34 \div 63$ мм; для подвесных труб пароперегревателей конвективной шахты $d = 32$ мм, $\delta = 6$ мм, $s = (2,8 \div 4,5)d$. (Подвесные трубы размещают с шагом в ряду $s_1 = 120 \div 160$ мм в зависимости от поперечного шага опираемой трубной поверхности и с расстоянием между рядами около 3000 мм).

Пароперегреватели горизонтального газохода имеют коридорное расположение труб, что ослабляет наружные загрязнения, пароперегреватели конвективной шахты чаще всего имеют шахматное расположение (интенсифицируется теплоподвод).

По выбранному поперечному шагу труб s_1 и ширине газохода a пароперегревателя, которая равна ширине топки, или по выбранной глубине конвективной шахты $b_{ш}^*$ рассчитывается число труб пароперегревателя в ряду z_1 :

$$z_1 = (a - s_1) / s_1, \quad (5.45)$$

при расположении змеевиков перпендикулярно фронту

$$z_1 = (b_{ш} - s_1) / s_1. \quad (5.46)$$

Параллельное расположение рекомендуется при сжигании большинства твердых топлив с повышенным содержанием золы.

Габаритные размеры газоходов (a и $h_{к.пп}$ или a и $b_{ш}$, м) определяют сечения для прохода газов (F_r , м²), с которыми связаны скорости газов (6.7). Поэтому выбор габаритных размеров газоходов осуществляется в первую очередь, чтобы обеспечить необходимые скорости газов.

Скорость газов w_r , м/с, в конвективных трубных пучках должна быть не выше предельно допустимой по условиям золотого износа w_n или равна экономической $w_{эк}$ (для зольных топлив выбор осуществляется по наименьшим значениям w_n и $w_{эк}$, для беззольных топлив и топок с высоким шлакоудалением — по $w_{эк}$).

Кроме того, для предотвращения заноса труб золой скорость газов при номинальной нагрузке котла должна быть больше 6 м/с при поперечном омывании труб и больше 8 м/с при продольном омывании.

Предельно допустимые по условиям золотого износа скорости продуктов сгорания приведены в табл. 5.6. При указанных скоро-

Таблица 5.6. Предельно допустимые скорости газов

Топливо	Скорость w_n , м/с	Топливо	Скорость w_n , м/с
Экибастузский уголь	7,0	Кизеловский уголь	10,5
Подмосковный уголь	9,0	Антрацитовый штыб	11,
Челябинский уголь	10,0	Донецкий уголь марки Т	12, 0

стях за 10 лет эксплуатации (60—10 тыс. ч) утонение стенок труб не превысит 2 мм. Эти данные относятся к входному пакету конвективной шахты при $s_1/d=2,5$; температура продуктов сгорания равна 550—850 °С. При других конструктивных и режимных условиях предельно допустимые скорости будут иными.

Для беззольных топлив скорости газов могут быть подняты до экономически целесообразных значений, т. е. до 17—20 м/с, а во

* При курсовом проектировании размеры сечения горизонтального газохода и конвективной шахты рекомендуется выбирать такими же, как в заводских чертежах прототипа проектируемого котла.

Таблица 5.7. Экономически наивыгоднейшие скорости газов *

Материал труб	$w_{эк}$, м/с
Сталь 20 (экономайзер)	13±2
Перлитная сталь (пароперегреватель)	14±2°
Аустенитная сталь	19±2
Перлитная сталь (промежуточный пароперегреватель)	19±2

* Имеются в виду оптимальные скорости, отвечающие минимуму капитальных и эксплуатационных затрат и рассчитанные без учета ограничений по золотому износу.

вторичных пароперегревателях и до 25 м/с * — см. табл. 5.7. Экономические скорости газов определяются в зависимости от стоимостных показателей топлива (условного), металла поверхности и других факторов.

Для котлов с уравновешенной тягой при стоимости 10—12 руб. за тонну условного топлива для шахматных пучков при номинальной нагрузке экономические скорости составляют: для дешевых (4 руб/т условного топлива) и дорогих (20 руб/т условного топлива) топлив значения $w_{эк}$ соответственно увеличиваются или уменьшаются на 10 %; в котлах с наддувом $w_{эк}$ принимают на 10 %, а для коридорных пучков — на 40 % больше приведенных значений.

Скорость пара в трубах пароперегревателя определяется проходным сечением по пару, т. е. при выбранном диаметре труб — числом параллельно включенных труб.

Число параллельно включенных труб с необходимой массовой скоростью $w_p=500÷1000$ кг/(м²·с) определяется по формуле (5.41), в которой z_1 принимается равным единице. Если пакет выполнен как одноходовый (прямоточный или противоточный), то отношение

$$z_p = n / z_1 \quad (5.47)$$

характеризует число параллельно включенных рядов труб для пропуска пара с заданной скоростью.

При параллельно-смешанном движении пара (см. рис. 5.4, 5.5, 5.11), когда пар проходит ступень в два хода ($z_x=2$), приходится увеличивать число параллельно включенных труб за счет увеличения числа рядов труб (z_p), чтобы скорость пара не выходила за рекомендуемые пределы. При этом число рядов труб определяется из соотношения

$$z_p = \frac{n}{z_1 / z_x}. \quad (5.48)$$

Обычно для конвективных пароперегревателей свежего пара используют трехрядные пакеты ($z_p=3$), для вторичных пароперегревателей ввиду большого удельного объема пара — трех-четырёхрядную компоновку ($z_p=3÷4$). Такая компоновка позволяет

* При курсовом проектировании полученные скорости по выбранным сечениям газоходов проверяют по допустимым значениям (см. табл. 5.6, 5.7).

при высокой надежности уменьшить габаритные размеры пароперегревателя, снизить гидравлическое сопротивление и тепловую разверку.

В тракте пароперегревателя устанавливается несколько пароохладителей (см. § 5.1), однако для малоинерционного регулирования перегрева обязательно ставят пароохладитель или перед выходной («горячей») ступенью, или между ходами этой ступени, «в рассечку» (см. рис. 5.4, 5.5, 5.11).

Взаимное направление движения сред в конвективных пароперегревателях — противоточное в зоне средних температур и параллельно-смешанное на выходных участках.

Вторичный пароперегреватель, располагаемый по ходу газов за первичным пароперегревателем, как правило, выполняется по противоточной схеме; исключением являются выходные ступени, что уточняется с помощью заводских разработок.

Трубы конвективного пароперегревателя горизонтального газохода крепятся к коллекторам и специальным подвескам, которые передают нагрузку на потолочное перекрытие. Пакеты пароперегревателя конвективной шахты (обычно два симметричных, с коллекторами на боковых стенах) опираются с помощью стоек на балки или крепятся к специальным подвесным трубам (рис. 5.2).

В связи с тем что ступени конвективного пароперегревателя рассчитывают самостоятельно, распределение тепловосприятий выполняют отдельно для каждой ступени.

Для повышения надежности работы стремятся ограничить приращение энтальпии рабочей среды в одном ходе по пару, особенно в выходных ступенях (до 150—200 кДж/кг), что позволяет уменьшить тепловую разверку. Для этого между ступенями и ходами пар перемешивается и перебрасывается по ширине газоходов пароперегревателя (см. рис. 5.4, 5.5, 5.11).

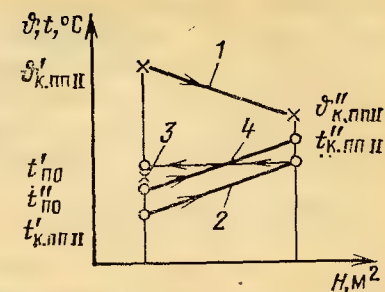
Тепловосприятие ступеней конвективного пароперегревателя определяют с помощью (5.6), (5.7), по предварительно принятому приращению энтальпии рабочей среды. Рекомендации по выбору приращения энтальпии и по определению тепловосприятий даны в § 5.1.

Как правило, в газоходах конвективных пароперегревателей располагаются дополнительные поверхности, и поэтому их тепловосприятия должны быть включены в тепловосприятие газоходов при определении энтальпии газов и температур на выходе из газоходов (5.5).

Конвективные пароперегреватели при курсовом проектировании рассчитывают конструктивным методом, поэтому с помощью уравнения теплопередачи (см. табл. 6.1) определяют поверхность нагрева F , м². Выбор расчетных формул для определения коэффициентов теплопередачи связан с топливом, компоновкой пучка труб поверхности пароперегревателя (коридорный или шахматный) и движением газов относительно трубной поверхности (поперечное или продольное омывание) (гл. 6). Кроме того, для сверхкритических параметров не учитывается теплообмен от стенки к перегретому пару, так как он намного интенсивнее, чем на внешней стороне. Расчетная скорость газов, полученная по конструктивным данным заводского проекта, должна быть сопоставлена с рекомендуемыми скоростями (см. табл. 5.6 и 5.7). Если полученная скорость газов значительно

Рис. 5.12. График изменения температур сред в конвективном пароперегревателе, вторая по ходу пара «горячая» ступень (взаимное направление движения сред показано на рис. 5.1).

1 — температура дымовых газов; 2 — изменение температуры пара в пакетах первого хода; 3 — изменение температуры пара в пароохладителе; 4 — температура пара в пакетах второго хода



отличается от рекомендуемых для заданного топлива значений (более чем на 40—50 %), то надо соответствующим образом изменить габаритные размеры газохода или компоновку трубного пучка конвективного пароперегревателя.

При определении коэффициента теплоотдачи излучением необходимо учитывать излучения объемов, находящихся перед пучками конвективных пароперегревателей (6.43).

Коэффициент теплопередачи для дополнительных поверхностей принимают равным коэффициенту теплопередачи основной поверхности газохода. Для дополнительных поверхностей СКД коэффициент теплопередачи определяется с учетом только коэффициента теплоотдачи от газов к поверхности, если основной поверхностью является вторичный пароперегреватель.

Температурный напор (рис. 5.12) для основных поверхностей определяется согласно общим положениям (6.47), (6.48), а именно, как для сложноомываемых поверхностей (например, параллельно-смешанным током в «горячей» ступени), для дополнительных — как разность средней температуры газов в газоходе и средней температуры рабочей среды в рассчитываемой дополнительной поверхности (расчет дополнительных поверхностей см. в § 5.2, 5.3).

Завершающим этапом проектирования конвективных пароперегревателей является их конструирование с учетом рассчитанной теплообменной поверхности.

Длина одного змеевика пакета перегревателя, рассчитанная по наружной (газовой) стороне труб, м,

$$l_{зм} = \frac{H}{z_1 z_p \pi d} \quad (5.49)$$

Число петель в пакете пароперегревателя

$$z_{пет} = \frac{l_{зм}}{2h}, \quad (5.50)$$

где h — высота (или глубина) горизонтального пакета перегревателя, м.

Глубина пакета пароперегревателя по ходу газов, м,

$$b_{п} = z_{пет} s_{пет}, \quad (5.51)$$

где $s_{пет}$ — шаг одной петли змеевика пароперегревателя.

При использовании обычных змеевиков, когда соседние трубы

в змеевике располагаются параллельно, минимальное расстояние между трубами определяется предельным радиусомгиба.

Чтобы предотвратить недопустимое утонение трубы в местегиба, радиусгиба должен быть не менее двух радиусов трубы, т. е. $R_{\text{гиба}} \geq 2r$. Поэтому минимальный продольный шаг труб $s_{2\text{мин}} = 2d$ (для труб с большой толщиной стенки можно взять и $1,5d$).

Продольный шаг петель $s_{\text{пет}}$ определяется как минимальным шагом труб одной петли, так и числом рядов труб в змеевиках. Он может быть грубо оценен: шаг однорядной петли $s_{\text{пет}} \approx 4d$, двухрядной $s_{\text{пет}} \approx 8d$, трехрядной $s_{\text{пет}} \approx 12d$.

Несколько меньшим получается шаг петли при сомкнутой (лирообразной) компоновке змеевиков пароперегревателя. Точно шаг петли следует определять по заводским проектным материалам.

Глубина каждого пакета пароперегревателя должна быть не более 1500—1800 мм. Между пакетами необходимо иметь свободное пространство глубиной (по ходу газов) не менее 800 мм для выполнения ремонтных работ и осмотров. Против этого пространства на стене в обмуровке устанавливают лаз.

При расчете газопаровых теплообменников коэффициент теплопередачи для определения тепловосприятия от первичного пара рассчитывается так же, как для паропарового теплообменника (с учетом термического сопротивления теплообменной поверхности), а при определении количества теплоты, передаваемой от газов, коэффициент теплопередачи рассчитывается как для трубных пакетов, омываемых газами. Температурный напор вычисляют по температурам греющих сред (газов или первичного пара) и температуре вторичного пара (одинаковой для обоих потоков теплоты), вычисленной с учетом тепловосприятия вторичного пара. Теплообменники рассчитывают методом последовательных приближений.

Скорости потоков пара $w_{\text{п.п}}$ в теплообменниках могут быть приняты: первичного 12—15 м/с, вторичного 10—12 м/с. Значение байпаса вторичного пара составляет 50—60 % (при номинальной нагрузке котла).

5.6. Расчет экономайзера

Расчету теплообмена в экономайзере предшествует конструктивная и компоновочная проработка поверхности: выбор диаметра, шагов, труб, числа труб в ряду, числа рядов труб, выходящих из коллекторов, числа параллельно включенных труб, определение проходных сечений по обеим средам, расположение змеевиков в газоходе (см. заводские чертежи проектируемого котла).

Экономайзеры выполняют чаще из гладких труб, однако оребрение (плавники, мембраны) внешней стороны труб позволяет улучшить технико-экономические показатели.

Поверхность экономайзера набирается плоскими змеевиками (трубы 32×3,5; 32×6; Ст. 20 — табл. 5.1, 5.3) с шахматным расположением труб ($s_1/d = 2,3 \div 2,5$; $s_2/d = 1,5 \div 2,5$) и поперечным омыванием газами.

Как правило, экономайзерные поверхности размещают в конвективной шахте котла с нисходящим движением газов, при этом змеевики располагают в плоскостях, параллельных фронту. При такой компоновке наибольшему эрозионному износу подвергают-

ся только змеевики, расположенные у задней стены конвективной шахты, в результате концентрации золы у внешней образующей при движении газов в поворотной камере.

При размещении коллектора экономайзера вдоль боковой стены шахты число труб в одном ряду пакета экономайзера

$$z_1 = \frac{b_{\text{ш}} - s_1}{s_1} \quad (5.52)$$

В случае размещения коллектора параллельно фронту котла число труб в ряду

$$z_1 = \frac{a_{\text{ш}} - s_1}{s_1} \quad (5.53)$$

Так как применяется шахматный пучок, то трубы выходят из коллектора в два ($z_p = 2$) и более рядов.

Обычно при расположении коллекторов на боковых стенах экономайзер состоит из двух параллельно включенных половин с двусторонним движением воды и $z_c = 2$. При этом змеевики каждой половины располагаются от боковой стенки до средней плоскости с восходящим движением среды по пакету (рис. 5.13). Более плотная компоновка поверхности экономайзера ($s_2/d \approx 1$) достигается, когда змеевики одного пакета расположены между змеевиками другого, при этом змеевики каждого пакета размещаются на всей ширине конвективной шахты, т. е. достигают противоположной стены конвективной шахты.

Скорости сред определяются [с помощью (6.7), (6.23)] по их действительным расходам через экономайзер, т. е. с учетом обводо-вод газозового тракта и расхода воды на парохладители и продувку (5.16).

Скорость дымовых газов находится для межтрубных промежутков (в ряду труб) по размерам газохода экономайзера (для

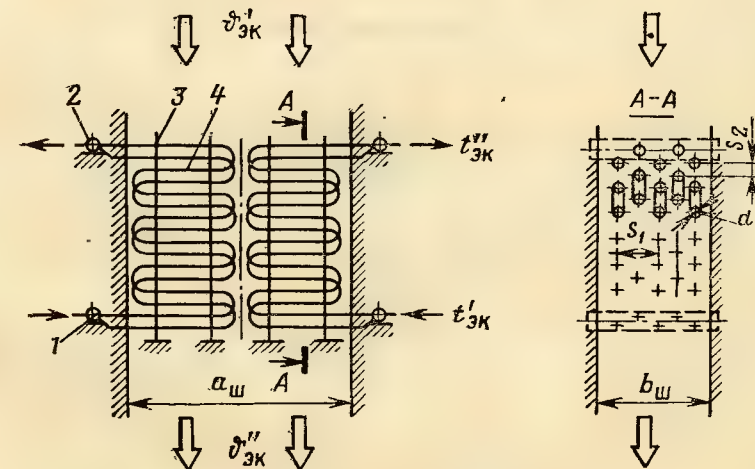


Рис. 5.13. Схема двухпоточного экономайзера:

1 — входные коллекторы; 2 — выходные коллекторы; 3 — узел крепления труб (стойки и бадки); 4 — трубы экономайзера

установки в конвективной шахте — по ее размерам в свету $a_{ш}$ и $b_{ш}$) с учетом загромождения газохода трубами ($z_1 dl$). При использовании рециркуляции газов в топку скорость газов, полученная по (6.7), умножается на $1+r$ (r — коэффициент рециркуляции); полученная скорость газов не должна превышать допустимой скорости газов (7–14 м/с) по условиям истирания труб золой (см. табл. 5.6).

Скорость воды определяют по формуле (6.23).

При номинальной нагрузке скорость воды в «некипящем» экономайзере или в «некипящей» части «кипящего» экономайзера не должна быть меньше 0,3 м/с; в «кипящей» части — не менее 1 м/с.

При низких скоростях (ниже указанных пределов) в «некипящем» экономайзере при недостаточной деаэрации питательной воды возможно коррозионное изъязвление стенок труб, в «кипящем» экономайзере — расслоенное движение пароводяной смеси, в результате чего произойдет перегрев металла труб.

Повышение скорости воды в экономайзере выше указанных пределов нецелесообразно, так как приводит к увеличению гидравлического сопротивления, при этом теплопередача не интенсифицируется.

Необходимая массовая скорость в экономайзере может быть получена соответствующим подбором значения проходного сечения по рабочей среде. Если нужную скорость не удастся получить, варьируя поперечный шаг труб (указания о его выборе даны в начале настоящего параграфа), то следует изменить число рядов труб z_p , присоединяемых к коллекторам.

Экономайзер рассчитывают конструктивным методом, поэтому после конструирования поверхности определяют тепловосприятие экономайзера, которое осуществляют или по рабочей среде (для прямоточных котлов), или по газовой стороне как замыкающей поверхности с помощью (5.5) [для барабанных котлов — см. § 5.1]. В этом случае уравнение теплового баланса котла (5.27) рациональнее использовать не для определения тепловосприятия экономайзера $Q_{эк}$, а для определения невязки теплового баланса котла $|\delta Q|$ — см. (5.28). Естественно, приращение энтальпии воды в экономайзере определяют по (5.6) в соответствии со схемой включения экономайзера.

При использовании в барабанном котле поверхностного пароохладителя или конденсатора пара вместо $h_{п.в}$ в (5.9) подставляют

$$h'_{эк} = h_{п.в} + \Delta h_{п.о} \frac{D}{D_{эк}} \quad (5.54)$$

Расход питательной воды через экономайзер определяют с учетом работы пароохладителя и наличия расхода воды на продувку (5.16). Если производится впрыск собственного конденсата или работает поверхностный охладитель, то в (5.16) $D_{впр} = 0$. Температуру воды после экономайзера находят по соответствующей энтальпии $h''_{эк}$ и давлению в барабане p_6 . Для «кипящего» экономайзера определяют массовую долю пара $x''_{эк}$ (5.33).

Необходимую теплообменную поверхность экономайзера определяют с использованием уравнения теплообмена (см. табл. 6.1). Учитывается излучение газового объема, расположенного перед экономайзером (6.43).

Температурный напор в экономайзере (рис. 5.14) определяется с учетом взаимного направления движения сред (чаще противоточного, в отдельных случаях — перекрестного тока) в соответствии с положениями, изложенными в § 6.4. Для «кипящего» эконо-

майзера (при паросодержании на выходе $x < 30\%$) расчет температурного напора с достаточной точностью выполняется по (6.47), однако при разности температур на «холодном» конце экономайзера менее 80 °С (при давлении в котле более 1,4 МПа) расчет температурного напора следует вести по участкам.

Температуру загрязненной стенки t_s , °С для экономайзера вычисляют по (6.42).

Полученная расчетом теплообменная поверхность позволяет окончательно сконструировать экономайзер.

Длина каждого змеевика, определяемая по наружному диаметру труб, м,

$$l_{зм} = \frac{H_{эк}}{\pi dz}, \quad (5.55)$$

где $z = z_1 z_p z_c$ — полное число труб экономайзера, включенных параллельно.

Число петель

$$z_{пет} = \frac{l_{зм}}{2a'}, \quad (5.56)$$

где a' — длина пакета экономайзера, м; при двух пакетах, размещенных встречно с коллекторами на боковых стенах, следует принять $z_c = 2$ и $a' = a/2$; при расположении коллектора вдоль фронта $a' = b$.

Шаг одной петли экономайзера $s_{пет} \approx 2s_2$ (следует взять из заводского чертежа котла), тогда полная высота пакета экономайзера

$$h_{эк} = z_{пет} s_{пет}. \quad (5.57)$$

Экономайзерные поверхности komponуются пакетами высотой 1000–1500 мм с разрывами между соседними ступенями экономайзера в 600–800 мм (между экономайзером и воздухоподогревателем разрывы составляют 800–1000 мм). В итоге устанавливается высота, которую занимает в конвективной шахте экономайзер.

При компоновке экономайзера «в рассечку» при перебросе воды из первой ступени во вторую должно осуществляться полное ее перемешивание для снижения температурной разверки.

Расчет экономайзера, как и других теплообменных поверхностей, должен быть проиллюстрирован схемой экономайзера (см. рис. 5.13 или 5.15) и графиком изменения температуры сред (см. рис. 5.14 или 5.16).

При размещении в газоходе экономайзера дополнительных поверхностей в виде экранов конвективной шахты их тепловой расчет выполняют упрощенно: используют коэффициент теплопередачи экономайзера, температурный напор рассчитывают по предварительно оцененной температуре рабочей среды. Расчет выполняют поперечным методом (п. 5.2.3).

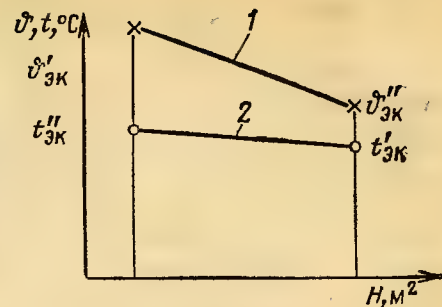


Рис. 5.14. График изменения температур сред в экономайзере:

1, 2 — температуры дымовых газов и воды

5.7. Расчет воздухоподогревателя

Современные котлы оснащают трубчатыми или регенеративными воздухоподогревателями. При использовании сернистых топлив рекомендуется применять регенеративные воздухоподогреватели, а при использовании высокосернистых топлив — регенеративные воздухоподогреватели с антикоррозионным покрытием или неметаллическими поверхностями нагрева и с предварительным подогревом воздуха. Перспективны в этих условиях и воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем.

5.7.1. РАСЧЕТ ТРУБЧАТОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

С помощью заводских чертежей проектируемого котла выполняют конструктивную и компоновочную проработку воздухоподогревателя: выбирают диаметры d , s_1 , мм, шаг труб s_1 , s_2 , мм, число труб в ряду z_1 , число рядов труб z_2 , число потоков по воздуху $z_{\text{пот}}$, определяют направление движения газов (продольное, внутри труб) и воздуха (поперечное в шахматном пучке труб), размеры поперечного сечения конвективной шахты газохода воздухоподогревателя $a_{\text{ш}}$, $b_{\text{ш}}$, м, высоту проходного сечения для воздуха (для каждого потока) h_x , м.

Обычно для трубчатых воздухоподогревателей используют трубы наружным диаметром $d=40$ мм, реже — 33 мм с толщиной стенки $\delta=1,5$ мм. Поперечный шаг s_1 , мм, трубного пакета принимают равным 60—70 мм и продольный шаг труб s_2 , мм, равным 40—45 мм. Для малозольных и беззольных топлив возможно использование труб диаметром 29 мм и соответственно с уменьшенными шагами (относительные шаги оставляют теми же).

Трубчатые воздухоподогреватели компонуются по однопоточной схеме (для котлов средней мощности) и по двух-, четырехпоточной (рис. 5.15) для котлов большой мощности. Последнее позволяет увеличить число ходов, приблизиться к противоточному движению и тем самым получить более высокий температурный напор и более компактный воздухоподогреватель.

После конструкторской проработки осуществляется определение тепловсприятия воздухоподогревателя (§ 5.1). При этом в первую очередь решают вопрос о количестве ступеней воздухоподогревателя. Исходя из свойств топлива выбирают температуру уходящих из котла газов (см. табл. 1.4). Снижение температуры на 20°C эквивалентно повышению КПД котла примерно на 1 %, но это сопряжено с ростом капитальных затрат, а для сернистых топлив, кроме того, усиливается и коррозия воздухоподогревателя.

При курсовом проектировании воздухоподогреватель рассчитывают конструктивно, т. е. определяют необходимую теплообменную поверхность воздухоподогревателя, при этом каждую ступень рассчитывают отдельно. Определение теплообменной поверхности

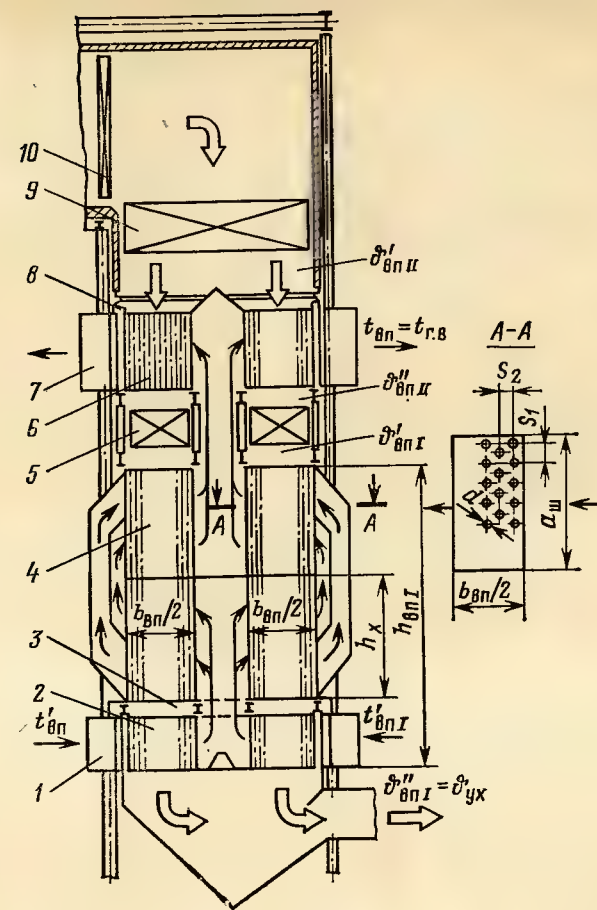


Рис. 5.15. Схема двухступенчатого двухпоточного воздухоподогревателя:

1 — вход воздуха; 2 — легкозаменяемые кубы первого хода; 3 — опорная рама; 4 — второй и третий ходы первой ступени; 5 — экономайзер первой ступени; 6 — кубы второй ступени воздухоподогревателя; 7 — выход горячего воздуха; 8 — линзовые компенсационные уплотнения; 9 — экономайзер второй ступени; 10 — конвективный пароперегреватель первой ступени

воздухоподогревателя H , м^2 , осуществляют с помощью уравнения теплообмена (см. табл. 6.1), расчет коэффициента теплопередачи k , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, температурного напора Δt , $^\circ\text{C}$ (рис. 5.16), подробно изложен в гл. 6.

С помощью (6.22), (6.8) подсчитывают проходные сечения по газам и воздуху, рассчитывают по (6.7), (6.11) скорости сред, значения которых сравнивают с оптимальными скоростями. Допускается отклонение $\pm 10\%$, при превышении указанного значения следует уточнить компоновку воздухоподогревателя, например изменить число труб или высоту хода.

Для воздухоподогревателя при продольном токе газов в трубах и для регенеративных воздухоподогревателей минимальная ско-

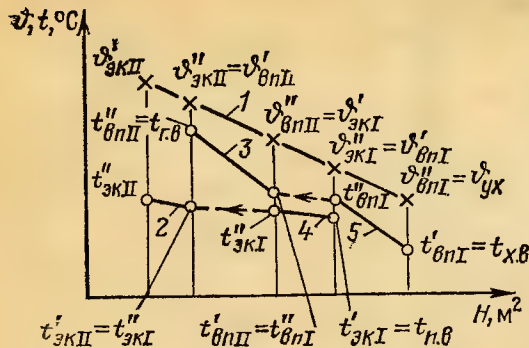


Рис. 5.16. График изменения температур сред в экономизаторе и воздухоподогревателе при двухступенчатой компоновке:
1 — температура дымовых газов; 2 — температура воды во второй ступени экономизатора; 3 — температура воздуха во второй ступени воздухоподогревателя; 4 — температура воды в первой ступени экономизатора; 5 — температура воздуха в первой ступени воздухоподогревателя

Скорость газов должна быть не менее 8 м/с. Максимальная скорость должна быть не выше экономической, подсчитанной с учетом самоочистки труб $w_{\text{эк}}$. Для котлов с уравновешенной тягой и при стоимости сжигаемого топлива 10—12 руб. за 1 т условного топлива рекомендуют следующие значения: для трубчатых воздухоподогревателей скорость газов 11 ± 2 м/с, скорость воздуха 4,5—6 м/с (при относительном поперечном шаге труб $s_1/d = 1,5 \div 1,2$, меньшая скорость при большем значении s_1/d). Для топлив стоимостью 4 и 20 руб/т условного топлива скорость газов соответственно повышается или понижается на 10 %, при работе котла под наддувом она увеличивается на 10 %.

После определения по (6.1) поверхности нагрева воздухоподогревателя F , м^2 , по среднему диаметру $d_{\text{ср}}$, м, труб находят высоту трубной поверхности

$$h_{\text{вп}} = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}} z} \quad (5.58)$$

Уточняют высоту одного хода воздухоподогревателя (для одного потока)

$$h_x = \frac{B_{\text{рвп}} V_{\text{в}}^0 (t_{\text{в.ср}} + 273)}{273 (a_{\text{ш}} - z_1 d) w_{\text{в}} z_{\text{пот}}} \quad (5.59)$$

где $B_{\text{рвп}}$ — отношение количества воздуха в воздухоподогревателе (среднее значение) к теоретически необходимому [см. (5.8)]; $z_{\text{пот}}$ — число потоков воздуха; остальные обозначения (5.59) даны в настоящем параграфе.

С использованием значений высоты трубной поверхности $h_{\text{вп}}$ и высоты хода h_x определяют число ходов в воздухоподогревателе по воздуху

$$z_{\text{ход}} = h_{\text{вп}} / h_x \quad (5.60)$$

Число ходов должно быть целым. Нецелое число округляют до ближайшего целого и производят уточнение скорости воздуха и коэффициента теплопередачи, если изменение скорости воздуха оказалось больше 10 %.

Высота воздухоподогревателя, м,

$$h_{\text{вп}} = h_x z_{\text{ход}} + \Sigma h_{\text{об}}, \quad (5.61)$$

где $h_{\text{об}}$ — высота ремонтного разрыва между соседними пакетами (по ходу газа) воздухоподогревателя, м [разрыв выполняется, как правило, между первым и вторым (по воздуху) ходами для облегчения смены интенсивно корродирующего «холодного» куба первого хода *], далее разрывы предусматривают после двух или нескольких ходов с учетом возможной длины труб, используемых для воздухоподогревателя (до 9 м). Высота разрыва — 600—1200 мм. Для эффективной работы воздухоподогревателя необходимо обеспечить равномерную раздачу воздуха по воздухоподогревателю и по перепускным коробам между кубами и ступенями; для этого устанавливают направляющие листы.

Воздухоподогреватель набирается из отдельных кубов, размеры которых должны удовлетворять требованию железнодорожного габарита (см. заводские чертежи проектируемого котла).

Для воздухоподогревателя и других поверхностей, расположенных в конвективной шахте, при сжигании мазута, АШ, сланцев, назаровских бурых углей и других топлив, дающих плотные отложения, должна быть предусмотрена дробевая очистка.

5.7.2. РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели (рис. 5.17) по сравнению с трубчатыми имеют меньшие габаритные размеры и массу в силу более интенсивного теплообмена в узких щелях (эквивалентный диаметр щелей $d_{\text{э}}$ равен 7,8; 9,8 мм), образованных гофрированными стальными листами, более эффективно очищаются при воздушной или паровой обдувке, слабее корродируют. Существенными недостатками РВВ являются повышенные (до 20 %) перетоки воздуха в газы (у трубчатых 5 %), сложность уплотнения вращающегося ротора (разность давлений по воздуху и газам 5—8 кПа), громоздкость и сложность подшипников (масса ротора превышает 100 т), невозможность подогрева воздуха выше 300 °С (коробление набивки).

Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель рассчитывается конструктивным методом, причем выполняются: 1) конструктивная и компоновочная проработки РВВ; 2) расчет тепловосприятия; 3) расчет коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи, температурного напора; 4) расчет необходимой теплообменной поверхности; 5) определение высоты набивки.

В соответствии с проектными данными котлостроительных заводов, представленными в табл. 5.8, для проектируемого котла выбираются типоразмер РВВ, их количество. По заводским проектным материалам (см. заводские чертежи котлов) прорабаты-

* При использовании «холодной» части, отличающейся формой поверхности от основной, «холодную» часть рассчитывают отдельно. По принятой промежуточной температуре газов с помощью уравнений (5.5), (5.8) определяют температуру воздуха, которую уточняют последовательными приближениями. $\Delta \alpha_{\text{х.ч}}$ принимают равной 0,5 $\Delta \alpha_{\text{вп}}$.

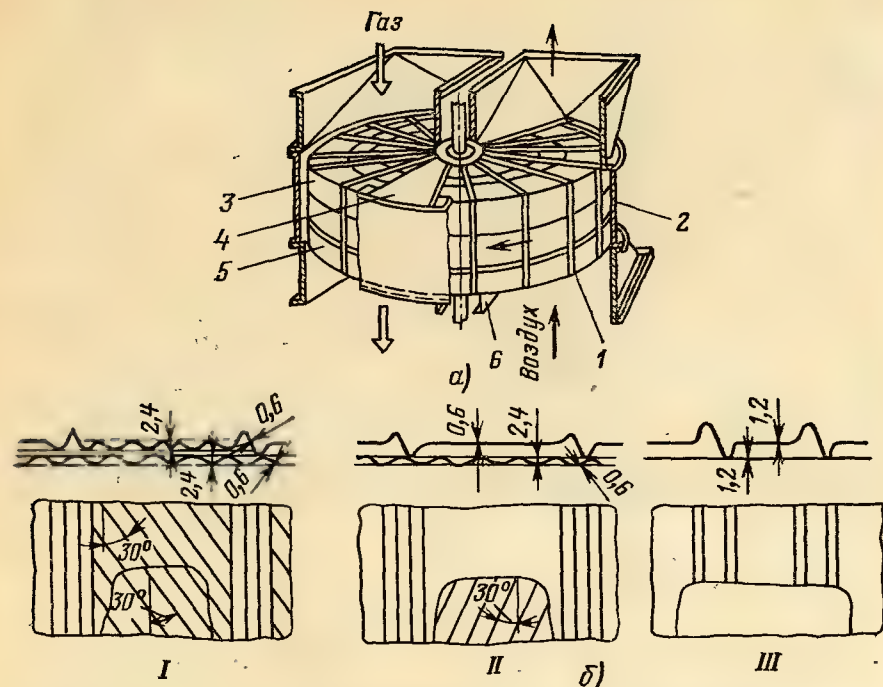


Рис. 5.17. Схема регенеративного вращающегося воздухоподогревателя:

а — компоновка воздухоподогревателя; 1 — ротор; 2 — кожух; 3 — пакеты «горячей» набивки; 4 — секторная плита радиального уплотнения; 5 — пакеты «холодной» набивки; 6 — опорная балка; б — профили набивки; I — волнистые листы интенсифицированной набивки «горячей» части; II — волнистые и гладкие листы обычной набивки «горячей» части; III — набивка из гладких утолщенных листов «холодной» части

вается компоновка РВВ по газовой и воздушной сторонам (обычно все РВВ включаются параллельно по потокам сред и в каждом РВВ организуется противоток по газам и воздуху).

Данные табл. 5.9 позволяют оценить геометрические и массовые характеристики выбранных РВВ (количество секторов, расчетные проходные сечения). Выбираются типы набивок «горячей» и «холодной» частей и их геометрические параметры (рис. 5.17). Первые по ходу газов ряды набивки (два, три ряда), имеющие более высокую температуру («горячая» часть), менее подвержены низкотемпературной коррозии и поэтому выполняются из стальных листов небольшой толщины — 0,6 мм (рис. 5.17, I, II).

Выходные ряды набивки (один, два ряда) с более низкой температурой стенки, которая может быть даже ниже температуры конденсации водяных паров дымовых газов, наиболее подвержены коррозионному разрушению. Поэтому набивку этой «холодной» части выполняют из стальных листов большей толщины — 1,2 мм (рис. 5.17, III), а чтобы уменьшить загрязнение, используют набивку упрощенного профиля и большего эквивалентного диаметра.

По выбранным температурам воздуха на входе в воздухоподо-

Таблица 5.8. Типоразмеры и количество РВВ, устанавливаемых на паровые котлы

Тип парового котла (маркировка по ГОСТ)	Паропроизводительность котла, т/ч	Заводская маркировка РВВ	Типоразмер РВВ	Количество РВВ, устанавливаемых на котел
БКЗ-160-100ГМ (Е-160/100ГМ)	160	РВП-3600	3,6	2
ТГМ-151/Б (Е-220/100ГМ)	220	РВВ-41	4,1	2
БКЗ-320-140ГМ (Е-320/140ГМ)	320	РВП-5100	5,1	2
ТГМ-84/А (Е-420/140ГМ)	420	РВВ-54	5,4	2
ТГМ-96 (Еп-480/140ГМ)	480	РВВ-54	5,4	3
ТГМ-94 (Еп-500/140ГМ)	500	РВВ-54	5,4	3
ТГМ-104 (Еп-640/140ГМ)	640	РВП-5100	5,1	4
ПК-33 (Пп-640-140)	640	ВПр-2	5,3	4
ПК-47-1 (Пп-640/140ГМ)	640	ВПр-1	5,3	4
ПК-47-3 (Пп-640/140ГМ)	640	ВПр-6	7,2	2
П-56 (Пп-660/140)	660	ВПр-8	7,4	2
ПК-39-П (Пп-950/255)	950	ВПр-3	7,2	4
ПК-41-2 (Пп-950/255ГМ)	950	ВПр-4	7,2	4
П-50-2 (Пп-950/255Ж)	950	ВПр-5	7,2	4
ТГМП-114-2 (Пп-950-225ГМ)	950	РВВ-68	6,8	4
ТПП-110 (Пп-950/255Ж)	950	РВВ-68	6,8	4
ТПП-210А-2 (Пп-950/255Ж)	950	РВВ-68	6,8	4
ТПП-312 (Пп-950/255Ж)	950	РВП-98	9,8	2
ТГМП-314 (Пп-950/255ГМ)	950	РВП-98	9,8	2
ТГМП-324 (Пп-950/255ГМ)	950	РВП-98	9,8	2
П-57 (Пп-1630/255)	1630	РВП-98	9,8	4
ТПП-200-2 (Пп-2500/255Ж)	2500	РВВ-68	6,8	10
ТГМП-204 (Пп-2650/255ГМ)	2650	РВП-98	9,8	4
ТГМП-1204 (Пп-3950/255ГМ)	3950	—	14,5	3

Примечания: 1. Типоразмер РВВ определяется значением наружного диаметра ротора.

2. Воздухоподогреватели типов РВВ-41, РВВ-54; РВВ-68, РВП-98 — завод-изготовитель ТКЗ; типов ВПр-1—ВПр-9 — завод-изготовитель ЗиО; типов РВП-3600 и РВП-5100 — завод-изготовитель БКЗ.

греватель (табл. 1.5) и на выходе из него с помощью H , θ -таблицы определяют энтальпии воздуха. Тепловосприятие воздухоподогревателя рассчитывают по воздушной стороне по (5.8). По выбранной температуре уходящих газов (табл. 1.4) также с помощью H , θ -таблицы определяют энтальпию уходящих газов. С помощью (5.5) рассчитывают энтальпию газов на входе в воздухоподогреватель, а по ней находят температуру газов на входе в воздухоподогреватель (§ 5.1).

При использовании РВВ с «холодной» частью*, отличающейся конфигурацией набивки от основной «горячей», обе части рассчитываются самостоятельно.

* При выполнении курсового проекта тепловой расчет РВВ допускается делать без набивки на «холодную» и «горячую» части. При этом коэффициенты теплопередачи рассчитывают по средним скоростям воздуха и дымовых газов, определяют общие для всего РВВ температурный напор и количество передаваемой теплоты. Это позволяет найти необходимую теплообменную поверхность сразу для всего воздухоподогревателя.

Таблица 5.9. Геометрические и массовые характеристики РВВ

Заводская маркировка	Типоразмер	Диаметр ротора, мм		Диаметр ступицы, мм	Высота набивки, мм		Поверхность набивки, м²		Масса ротора с набивкой, т
		наружный	внутренний		холодной	горячей	холодной	горячей	
РВП-3600	3,6	3600	—	422	680	1080	1700	3900	38,6
РВВ-41	4,1	4100	—	800	710	1310	2152	5069	41,7
	4,6	—	—	—	500	2250	2400	14 700	—
РВП-5100	5,1	5100	—	650	680	1080	2975	7970	51,3
ВПР-1	5,3	5270	5046	934	600	1420	3500	11 100	66,5
ВПР-2	5,3	5280	5046	934	1000	—	6150	—	43,5
РВВ-54	5,4	5400	—	800	710	1310	3867	8948	66,6
	5,6	—	—	—	500	2250	3610	22 200	—
	6,2	—	—	—	500	2250	4750	27 500	—
РВВ-68	6,8	6800	—	800	710	1310	9600	22 150	155,2
ВПР-3	7,2	7126	6900	950	—	2020	—	24 200	97,0
ВПР-4	7,2	7126	6900	950	—	1200	—	14 900	63,4
ВПР-5	7,2	7126	6900	950	600	1800	7500	21 000	130,0
ВПР-6	7,2	7126	6900	950	710	710	7500	9000	84,4
ВПР-7	7,2	7126	6900	950	600	1200	6370	14 900	102,0
ВПР-8	7,4	7450	—	1200	600	1200	6150	13 350	100,8
ВПР-9	7,4	7450	—	1200	600	2000	7800	23 400	141,5
РВП-98	9,8	9800	—	—	600	2400	13 250	59 900	350

При конструировании тепловосприятие «холодной» части определяют из условия: на входе в «горячую» часть температура стенки должна быть не менее чем на 10—15 °С выше точки росы.

Приближенная оценка температуры воздуха на выходе из холодной части может быть выполнена с учетом зависимости

$$t''_{х.ч} = t_{ст} - \frac{\Delta t}{2}, \quad (5.62)$$

где $t_{ст}$ — расчетная температура стенки, $t_{ст} = t_p + (10 \div 15)^\circ\text{C}$; Δt — средний температурный напор в РВВ, °С (рис. 5.18).

Далее определяют тепловосприятие «холодной» части по воздушной стороне, а из теплового баланса — тепловосприятие по газовой стороне и температуру газов на входе в «холодную» часть.

При расчете регенеративного вращающегося воздухоподогревателя принимают, что присосы распределяются поровну

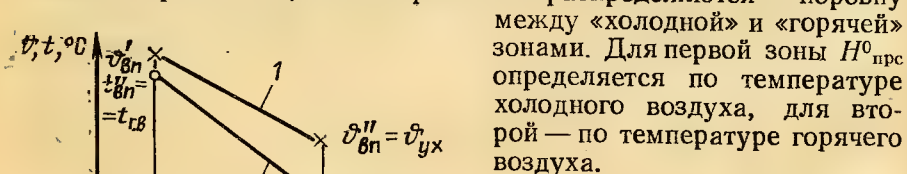


Рис. 5.18. График изменения температур сред в регенеративном вращающемся воздухоподогревателе:

1, 2 — температуры дымовых газов и воздуха

Расчет теплообмена в воздухоподогревателе начинают с определения скоростей сред w_g , w_v , м/с. Для этого используют данные по расходам сред и их температурам (см. табл. 5.1, 5.3), по про-

Таблица 5.10. Проходные сечения РВВ по газу и воздуху

Заводская маркировка	Типоразмер	Количество секторов			Количество слоев набивки ротора		Расчетные проходные сечения, м²			
					„Горячая“ часть	„Холодная“ часть	„Холодная“ часть		„Горячая“ часть	
		всего	по воздуху	по газам			по воздуху	по газам	по воздуху	по газам
РВП-3600	3,6	18	8	8	1	1	2,51	3,76	2,69	4,03
РВВ-41	4,1	24	9	13	1	1	3,4	5,0	3,8	5,56
	4,6	—	—	—	—	—	4,25	6,35	4,55	6,81
РВП-5100	5,1	18	7	9	1	1	5,29	7,93	5,67	8,5
ВПР-1	5,3	18	7	9	2	1	—	—	—	—
ВПР-3	5,3	18	7	9	—	2	—	—	—	—
РВВ-54	5,4	24	9	13	1	1	6,1	8,86	6,7	9,7
	5,6	—	—	—	—	—	6,39	9,56	6,85	10,26
	6,2	—	—	—	—	—	7,93	11,88	8,5	12,73
РВВ-68	6,8	24	9	13	2	1	10,17	14,69	11,18	16,15
ВПР-2	7,2	18	6	10	3	—	—	—	—	—
ВПР-4	7,2	18	6	10	2	—	—	—	—	—
ВПР-5	7,2	18	6	10	3	1	—	—	—	—
ВПР-6	7,2	18	6	10	1	1	—	—	—	—
ВПР-7	7,2	18	6	10	2	1	—	—	—	—
ВПР-8	7,4	18	7	9	2	1	—	—	—	—
ВПР-9	7,4	18	7	9	3	1	—	—	—	—
РВП-98	9,8	24	9	9	2	1	26,8	26,8	29,5	29,5

ходным сечениям РВВ (табл. 5.10). Расчет скоростей сред осуществляют с помощью уравнений (6.7) и (6.11). Полученные скорости сравнивают с оптимальными значениями ($w_g = 9 \div 11$ м/с, $w_v = 6 \div 8$ м/с) *. Обычно скорости, полученные в расчете, укладываются в указанные диапазоны и изменять число РВВ или их типоразмер не приходится.

Далее осуществляется расчет коэффициентов теплоотдачи α_1 , α_2 , Вт/(м²·К), и теплопередачи k , Вт/(м²·К) (см. табл. 6.1).

Температурный напор Δt , °С, определяют в соответствии с указаниями § 6.4 (рис. 5.18).

Теплообменную поверхность РВВ (двусторонняя поверхность всех пластин набивки) определяют с помощью уравнения теплообмена (6.1), после чего рассчитывают поверхность, приходящуюся на один воздухоподогреватель.

Рассчитанное значение теплообменной поверхности, вообще го-

* По условиям самоочистки рекомендуют принимать верхний предел указанных скоростей. Влияние на экономические скорости стоимости топлива и надува рассмотрено на с. 94.

вора, отлично от поверхности выбранного типоразмера, поэтому расчетная высота РВВ

$$h_p = h_t \frac{F_p}{F_t}, \quad (5.63)$$

где h_t , F_t — высота набивки, м, и поверхность набивки, м², выпускаемого заводами РВВ (см. табл. 5.9); h_p , F_p — высота набивки и теплообменная поверхность одного РВВ, полученные в тепловом расчете.

Для вращающихся регенеративных воздухоподогревателей при сжигании твердых топлив применяют обдувочные аппараты качающегося типа (тип ОП), изготавливаемые заводом «Ильмарине» (например, для РВВ-98 два на входе газов и один на выходе), обдувку осуществляют перегретым паром ($p=1,5 \div 2,0$ МПа, $t_{п.п}=400$ °С) 1—2 раза в смену.

При сжигании сернистого мазута также используют обдувочные аппараты (паровые и воздушные). Кроме того, во входном газовом патрубке (верхнем) устанавливают трубу с отверстиями для промывки РВВ. Используют для удаления отложений и метод «прокаливания» (временное отключение воздуха для повышения температуры набивки РВВ).

5.7.3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СНИЖЕНИЮ ИНТЕНСИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КОРРОЗИИ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Если температура труб воздухоподогревателя окажется меньше температуры конденсации водяных паров, то образующаяся влага будет осаждаться на стенках труб. Температура конденсации — точка росы — определяется парциальным давлением водяных паров и сильно зависит от концентрации SO_2 и SO_3 ; она повышается с увеличением сернистости топлива. Влага содержит серную и сернистую кислоты, а также кислород и другие компоненты дымовых газов. Контакт такой влаги с металлическими поверхностями приводит к интенсивной низкотемпературной коррозии и разрушению поверхности.

Условием отсутствия низкотемпературной коррозии является неравенство

$$t_{ст}^{мин} > t_p, \quad (5.64)$$

где $t_{ст}^{мин}$ — минимальная температура стенки, °С.

Температура точки росы дымовых газов, °С:

$$t_p = t_{кон} + \Delta t_p. \quad (5.65)$$

Температура конденсации водяных паров $t_{кон}$, °С, зависит от их концентрации в газах, что характеризуется парциальным давлением $p_{H_2O} = r_{H_2O} p$, r_{H_2O} (см. табл. 2.1) и для большинства топлив составляет 40—55 °С. Превышение температуры точки росы дымовых газов над температурой конденсации водяных паров Δt_p , °С (табл. 5.11) возрастает с ростом приведенного серосодержания рабочего топлива ($S^п$, %·кг/МДж) и уменьшается с увеличением приведенной зольности ($A^п$, %·кг/МДж),

$$\Delta t_p = \frac{201 \sqrt[3]{S^п}}{1,05^{4,19 A^п}}. \quad (5.66)$$

При сжигании сернистого мазута температура точки росы t_p , °С, может достигать 145—150 °С.

Таблица 5.11. Превышение температуры точки росы дымовых газов над температурой конденсации водяных паров (при $a_{у.н}=0,95$)

$A^п$, %·кг/МДж	$S^п$, %·кг/МДж				
	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
0	94	107	118	127	135
0,5	85	97	107	115	122
1,0	77	88	97	105	111
1,5	70	80	88	95	101
2,0	64	73	80	86	91
2,5	58	66	73	78	83
3,0	53	60	66	71	75

Для полного исключения коррозии при отсутствии специальных мер защиты должно быть:

при сжигании твердых топлив

$$t_{ст}^{мин} = t_p + (10 \div 15);$$

при сжигании мазута

$$t_{ст}^{мин} = t_p + (15 \div 20).$$

Минимальная температура стенки $t_{ст}^{мин}$ для трубчатого воздухоподогревателя

$$t_{ст}^{мин} = \frac{0,8 \alpha_K^Г \vartheta'' + \alpha_K^В t'_{вп}}{0,95 \alpha_K^Г + \alpha_K^В}, \quad (5.67)$$

где $\alpha_K^Г$ и $\alpha_K^В$ — коэффициенты теплоотдачи со стороны газа и воздуха; ϑ'' и $t'_{вп}$ — температуры газа на выходе и воздуха на входе в несменяемую часть воздухоподогревателя; 0,8 и 0,95 — коэффициенты, учитывающие загрязнение и неравномерность температурного поля газов на выходе из воздухоподогревателя.

Для регенеративного воздухоподогревателя

$$t_{ст}^{мин} = \frac{x_G \alpha_K^Г \vartheta'' + x_B \alpha_K^В t'_{вп}}{x_G \alpha_K^Г + x_B \alpha_K^В}, \quad ^\circ\text{С}, \quad (5.68)$$

где x_G и x_B — доли сечений, омываемые дымовыми газами и воздухом.

Выполнение условия, обеспечивающего отсутствие низкотемпературной коррозии, сопряжено со значительным превышением температуры уходящих газов ($\vartheta_{у.к}=180\text{—}220$ °С) над экономическими их значениями (см. табл. 1.4) и, с другой стороны — с повышением температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель ($t'_{вп}$ до 100—130 °С). При этом снижается температурный напор и возрастает необходимая теплообменная поверхность воздухоподогревателя.

Надежность и экономичность работы воздухоподогревателя и котла в целом обеспечиваются при соблюдении следующих рекомендаций:

1. Воздухоподогреватели эксплуатируют в условиях протекания низкотемпературной коррозии. Однако температурный режим организуется таким ($t_{ст}^{мин}$ близка t_p или несколько ниже), чтобы интенсивность коррозии была бы незначительной, а скорость коррозии в наиболее разрушаемых «холодных» участках не превышала 0,2 мм/год.

Так, при сжигании твердого сернистого топлива можно получить невысокие температуры уходящих газов при незначительных коррозионных разрушениях, используя поверхности в холодной части воздухоподогревателя при условии: $t_{\text{конд}} + 25 < t_{\text{ст}}^{\text{мин}} < 105$. Не рекомендуется иметь $t_{\text{ст}}$ ниже $t_{\text{конд}} + 25^\circ\text{C}$, так как усиливаются коррозия и загрязнение. При $t_{\text{ст}}$ от 110°C до t_p скорость коррозии недопустимо велика.

2. Воздухоподогреватели изготавливают с выделенной в самостоятельную поверхность «холодной» частью, которую легко заменить («холодные кубы», «холодная» набивка). При такой компоновке допустима температура входящего в трубчатый воздухоподогреватель воздуха — $80\text{--}90^\circ\text{C}$, в регенеративный — $60\text{--}70^\circ\text{C}$. Поверхность сменной части выбирается такой, чтобы в несменяемой части отсутствовала коррозия.

3. Сжигание мазута следует организовывать с малыми избытками воздуха ($\alpha_r = 1,02\text{--}1,03$). При этом снижается содержание в дымовых газах сернистого ангидрида (SO_3). Это ослабляет интенсивность коррозии и позволяет понизить температуру уходящих газов до 120°C и поступающего в воздухоподогреватель после калорифера воздуха до 50°C ($t_{\text{ст}}^{\text{мин}} \approx 85^\circ\text{C}$).

4. Необходимо использование коррозионно-стойкой эмали для защиты от коррозии «холодной» части воздухоподогревателя, применение для поверхностей нагрева неметаллических коррозионно-стойких материалов (фарфора, стекла), а также чугуна.

5. Для многих топлив необходим подогрев воздуха перед его поступлением в воздухоподогреватель (см. табл. 1.5), что может осуществляться путем рециркуляции при отборе горячего воздуха за первой или второй ступенью воздухоподогревателя. Таким способом подогревается воздух до $60\text{--}65^\circ\text{C}$, что достаточно для любых влажных топлив. Более высокий подогрев воздуха, необходимый при работе на сернистых топливах, производится в калориферах, обогреваемых теплотой отборного пара. Для повышения экономичности при предварительном подогреве воздуха используют низкотемпературные экономайзеры, газовые испарители.

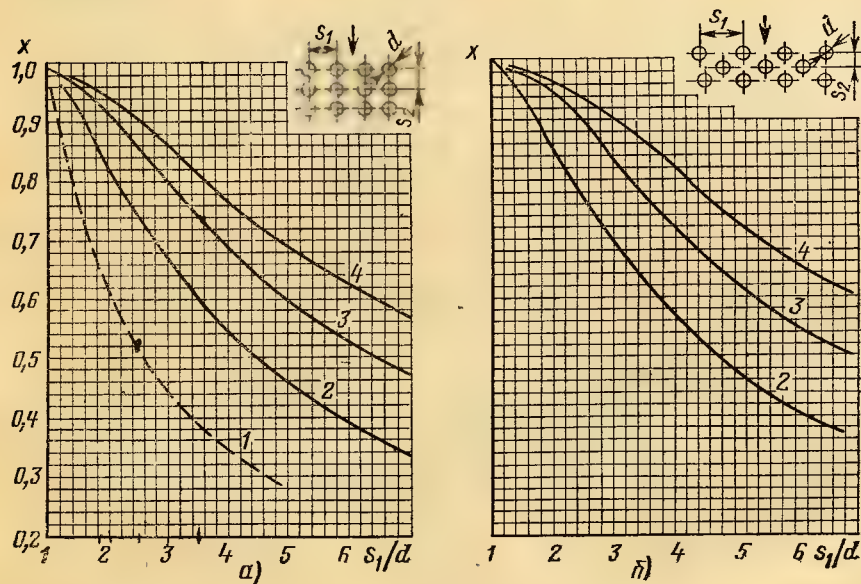


Рис. 5.19. Угловой коэффициент для шпир и трубных пучков:

а — коридорное расположение труб в пучке; б — шахматное; 1 — для шпир; 2 — для двухрядного по ходу газов пучка; 3 — для трехрядного; 4 — для четырехрядного

6. При растопке котлов на мазуте необходимо обеспечивать отсутствие конденсации влаги на холодных поверхностях воздухоподогревателя. Для этого в воздухоподогреватель подается воздух, нагретый в калориферах не менее чем до 90°C . При отсутствии калориферов для подогрева воздуха рекомендуют установку байпаса для перепуска части воздуха помимо воздухоподогревателя.

5.8. Тепловой баланс поверхностей нагрева котла

При выполнении теплового расчета поверхностей нагрева уточняют их тепловосприятia. Правильность окончательного распределения тепловосприятia проверяют тепловым балансом котла.

Уравнение теплового баланса (5.27) составляют в строгом соответствии с компоновкой проектируемого котла. Уравнение (5.27) включает в себя тепловосприятia всех теплообменных поверхностей (кроме воздухоподогревателя). Примеры тепловых балансов для прямоточного и барабанного котлов приведены в приложениях к табл. 5.1, 5.3.

Превышение значения невязки баланса (5.28) допустимого предела ($|0,005Q_p|$) требует уточнения значений тепловосприятia отдельных поверхностей котла.

Составление теплового баланса и определение его невязки является важным этапом проектирования котла, так как только при получении допустимой невязки считается выполнение теплового расчета котла правильным, а сам тепловой расчет котла — завершенным.

Глава шестая

РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

Тепловой расчет шпировых и конвективных поверхностей нагрева осуществляется с использованием уравнений теплового баланса (5.5) — (5.8) и теплообмена.

Уравнение теплообмена связывает количество передаваемой теплоты, кДж/кг , кДж/м^3 , со значением теплообменной поверхности:

$$Q_r = \frac{Fk\Delta t}{10^3 B_p}, \quad (6.1)$$

где F — расчетная теплообменная поверхность, м^2 (расчет F — см. гл. 5); k — коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt — усредненный по всей теплообменной поверхности температурный напор, $^\circ\text{C}$; B_p — расчетный расход топлива, кг/с , $\text{м}^3/\text{с}$ (расчет B_p приведен в гл. 3).

6.1. Расчет коэффициентов теплопередачи

В конвективных поверхностях котла передача теплоты происходит через многослойную цилиндрическую стенку — металлическую трубу с наружными и внутренними загрязнениями. При выполнении теплового расчета котла для определения коэффициента теплопередачи обычно используют формулу для плоской многослойной стенки. Это не вносит больших погрешностей для гладкотрубных поверхностей и вместе с тем значительно упрощает расчет.

Таблица 6.1. Коэффициенты теплопередачи и теплоотдачи для ширмовых и конвективных поверхностей нагрева

Топливо	Элементы котла	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К)	Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , Вт/(м²·К)	Коэффициент загрязнения ξ , (м²·К)/Вт, ξ или $\xi_{\text{исп}}$ и $\xi_{\text{теп}}$ или $\xi_{\text{эфф}}$	Коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м²·К)	
					конвекцией от газов к поверхности α_k	конвекцией от поверхности к обогреваемой среде α_2
Все виды	Ширмы	$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\frac{Q_1}{Q_6} \right) \times \left(\frac{1}{\alpha_2} \right) \alpha_1}$ Для пароперегревателей сверхкритического давления $k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\frac{Q_1}{Q_6} \right) \alpha_1}$ Q_1 — по (5.18); Q_6 — по (5.35); Q_6 — по (5.7)	$\alpha_1 = \xi \left(\alpha_k \frac{\pi d}{2s_k} + \alpha_l \right)$ ξ — на рис. 5.19, а — кривая 1	ξ — см. рис. 6.17, ξ — при сжигании пылеугольного топлива — см. рис. 6.15, при сжигании мазута $\xi = 0,0052$, газ — $\xi = 0$	$\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_{\phi}$ (см. рис. 6.4)	При запыленном потоке газов $\alpha_l = \alpha_n \xi$; при незапыленном $\alpha_l = \alpha_n \xi C_z$; α_n , C_z — рис. 6.14, ξ — (4.37), рис. 4.3
Твердое	Пароперегреватели (коридорный пучок)	Докритическое давление $k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$ Сверхкритическое давление $k = \psi \alpha_1$	$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_l)$	ψ — табл. 6.4, ξ — $\xi = 1$	$\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_{\phi}$ по рис. 6.4	$\alpha_2 = \alpha_n C_d$ — по рис. 6.7

8

Продолжение табл. 6.1

Топливо	Элементы котла	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К)	Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , Вт/(м²·К)	Коэффициент загрязнения ξ , (м²·К)/Вт, ξ или $\xi_{\text{исп}}$ и $\xi_{\text{теп}}$ или $\xi_{\text{эфф}}$	Коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м²·К)	
					конвекцией от газов к поверхности α_k	конвекцией от поверхности к обогреваемой среде α_2
Твердое	Пароперегреватели (шахматный пучок)	$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\frac{1}{\alpha_2} \right) \alpha_1}$ Сверхкритическое давление $k = \alpha_1 / (1 + \alpha_1)$	$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_l)$	$\xi = \xi_0 C_d C_{\phi} + \Delta \xi$; ξ_0 , C_d — см. рис. 6.16; для углей и сланцев $C_{\phi} = 1$, для торфа $C_{\phi} = 0,7$; $\Delta \xi$ — см. табл. 6.3; $\xi = 1$	$\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_{\phi}$ (см. рис. 6.5)	$\alpha_2 = \alpha_n C_d$; α_n — см. рис. 6.14; ξ — по рис. 4.3; α_l — по (6.43)
Твердое	Переходные зоны, испарительные поверхности котлов, при $D < 75$ мм, а также котельные лучины	$k = \psi \alpha_1$	$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_l)$	ψ — см. табл. 6.4; $\xi = 1$	$\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_{\phi}$ (см. рис. 6.4)	$\alpha_2 = \alpha_n \xi$; α_n — см. рис. 6.14; ξ — по рис. 4.3; α_l — по (6.43)
Твердое	Переходные зоны, испарительные поверхности котлов, при $D < 75$ мм, а также котельные лучины	$k = \frac{\alpha_1}{1 + \alpha_1}$	$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_l)$	$\xi = \xi_0 C_d C_{\phi} + \Delta \xi$; ξ_0 , C_d — см. рис. 6.16; для углей и сланцев $C_{\phi} = 1$; для торфа $C_{\phi} = 0,7$; $\Delta \xi$ — см. табл. 6.3; $\xi = 1$	$\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_{\phi}$ (см. рис. 6.5)	$\alpha_2 = \alpha_n \xi$; α_n — см. рис. 6.14; ξ — по рис. 4.3; α_l — по (6.43)

Топливо	Элементы котла	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К)	Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , Вт/(м²·К)	Коэффициент загрязнения ϵ , (м²·К)/Вт, использования ξ или тепловой эффективности ψ	Коэффициенты теплоотдач, Вт/(м²·К)		
					конвекцией от газов к поверхности α_k	излучением продуктов сгорания α_l	конвекцией от поверхности к обогреваемой среде α_2
Твердое	Экономизеры плавильные и мембранные (шахматные пучки)	$k = \alpha_{1пр}$	$\alpha_{1пр} = \left[\frac{F_{рб}}{F_{эм}} E_{\mu} + \frac{F_{л}}{F_{эм}} \right] \frac{\psi_{рб} \alpha_k}{1 + \epsilon \psi_{рб} \alpha_k}$ $F_{рб}, F_{л}, F_{эм}, E, \mu$ — см. в П. 3	$\psi_{рб} = 0,9; \epsilon = \epsilon_0 C_d C_{фр} + \Delta \epsilon; \epsilon_0 C_d$ — рис. 6.16; угли, сланцы — $C_{фр} = 1$, торф — $C_{фр} = 0,7$; $\Delta \epsilon$ — табл. 6.3	$\alpha_k = C_2 C_3 C_{ф}$ — рис. П.3.2	—	—
	Пароперегреватели (коридорный и шахматный пучки)	Докритическое давление $k = \psi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$ Сверхкритическое давление $k = \psi \alpha_1$	$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_l)$	ψ — см. табл. 6.5; $\xi = 1$	$\alpha_k = \alpha_n C_2 C_3 C_{ф}$; коридорный, см. рис. 6.4; шахматный, см. рис. 6.5	$\alpha_l = \alpha_n \xi C_r$; α_n — см. рис. 6.14; ξ — по (4.37) и рис. 4.3; α'_l — по (6.43)	$\alpha_2 = \alpha_n C_d$ — см. рис. 6.7
Топливо	Переходные зоны, испарительные поверхности и экономизеры (коридорные и шахматные пучки)	$k = \psi \alpha_1$	$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_l)$	ψ — см. табл. 6.5; $\xi = 1$	$\alpha_k = \alpha_n C_2 C_3 C_{ф}$; коридорный, см. рис. 6.4; шахматный, см. рис. 6.5	$\alpha_l = \alpha_n \xi C_r$; α_n — см. рис. 6.14; ξ — по (4.37) и рис. 4.3; α'_l — по (6.43)	—

Продолжение табл. 6.1

Топливо	Элементы котла	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К)	Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , Вт/(м²·К)	Коэффициент загрязнения ϵ , (м²·К)/Вт, использования ξ или тепловой эффективности ψ	Коэффициенты теплоотдач, Вт/(м²·К)		
					конвекцией от газов к поверхности α_k	излучением продуктов сгорания α_l	конвекцией от поверхности к обогреваемой среде α_2
Мазут, газ	Экономизеры плавильные и мембранные (шахматные пучки)	$k = \psi \alpha_{1пр}$	$\alpha_{1пр} = \left[\frac{F_{рб}}{F_{эм}} E_{\mu} + \frac{F_{л}}{F_{эм}} \right] \frac{\psi_{рб} \alpha_k}{1 + \epsilon \psi_{рб} \alpha_k}$ $F_{рб}, F_{л}, F_{эм}, E, \mu$ — см. в П. 3	ψ — см. табл. 6.5; $\psi_{рб} = 0,9; \epsilon = 1$	$\alpha_k = \alpha_n C_2 C_3 C_{ф}$ — рис. П.3.2	—	—
	Воздухоподогреватели трубчатые	$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$	Для вторых ступеней $\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_l$; для паровых ступеней и одноступенчатых воздухоподогревателей $\alpha_1 = 0$ и $\alpha_1 = \alpha_k$	ξ — по табл. 6.6	Газы в трубах: $\alpha_k = \alpha_n C_2 C_{ф} C_l$ (см. рис. 6.6); газы между трубами: $\alpha_k = \alpha_n \times C_2 C_{ф} C_l$ (см. рис. 6.5); воздушные трубки: $\alpha_k = \alpha_n C_2 C_{ф} C_l$ (см. рис. 6.6)	Твердое топливо — $\alpha_l = \alpha_n \xi$; газ — $\alpha_l = \alpha_n \xi C_r$; α_n — см. рис. 6.14; ξ — по (4.37) и рис. 4.3; α'_l — по (6.43)	$\alpha_2 = \alpha_k$; воздух между трубами: $\alpha_k = \alpha_n C_2 C_{ф} C_l$ (см. рис. 6.5); воздух в трубах: $\alpha_k = \alpha_n C_2 C_{ф} C_l$ (см. рис. 6.6)
Все виды	Воздухоподогреватели регенеративные вращающиеся	$k = \frac{\xi \pi}{1 + \frac{1}{x_1 \alpha_1} + \frac{1}{x_2 \alpha_2}}$ $x_1 = F_r / F$; $x_2 = F_b / F$;	$\alpha_1 = \alpha_k$	$\xi = 1$ при частоте вращения ротора $\geq 1,5$ в минуту	$\alpha_k = \alpha_n C_2 C_{ф} C_l$ (см. рис. 6.10)	—	$\alpha_2 = \alpha_k$; $\alpha_k = \alpha_n \times C_2 C_{ф} C_l$ (см. рис. 6.10)

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К), для многослойной плоской стенки выражается формулой

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6.2)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке и от стенки к обогреваемой среде, Вт/(м²·К); δ_3 и λ_3 — толщина и теплопроводность слоя золы или сажи на наружной поверхности труб, м и Вт/(м·К).

Отношение этих величин представляет собой тепловое сопротивление загрязняющего слоя, называемое коэффициентом загрязнения ϵ ($\epsilon = \delta_3/\lambda_3$), (м²·К)/Вт; δ_m и λ_m — толщина и теплопроводность металлической стенки трубы, м и Вт/(м·К); δ_n и λ_n — толщина и теплопроводность слоя накипи на внутренней поверхности труб, м и Вт/(м·К).

При расчете поверхностей, внутри которых протекает вода, пароводяная смесь или перегретый пар сверхкритического давления, термическим сопротивлением по внутренней стороне пренебрегают, так как его значение значительно меньше термического сопротивления по газовой стороне ($1/\alpha_2 \ll 1/\alpha_1$) — см. указания § 6.2.

Если одна или обе теплообменивающиеся среды представляют собой дымовые газы или воздух, то термические сопротивления на газовых и воздушных сторонах ($1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$) будут значительно больше термического сопротивления металла труб (δ_m/λ_m); последним в этом случае пренебрегают ($\delta_m/\lambda_m = 0$). При расчете паро-паровых теплообменников термическое сопротивление стенки труб надо учитывать.

При нормальной эксплуатации отложения накипи не должны достигать толщины, вызывающей существенное повышение термического сопротивления и рост температуры стенки трубы, поэтому в тепловом расчете термическое сопротивление накипи не учитывается ($\delta_n/\lambda_n = 0$).

Коэффициент загрязнения ϵ зависит от большого количества факторов: рода топлива, скорости газов, диаметра труб, их расположения, крупности золы и др. Из-за отсутствия в ряде случаев данных по указанным зависимостям применяются два метода оценки загрязнений: с помощью коэффициента ϵ и коэффициента эффективности ψ , представляющего собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб. Рекомендации по выбору значений ϵ и ψ приведены в § 6.3.

Вообще при расчете коэффициентов теплопередачи отдельных поверхностей нагрева следует пользоваться формулами, полученными на основании общей формулы (6.2) с учетом особенностей работы каждой поверхности (рода топлива, вида поверхности, расположения труб в пучке, движения газов относительно труб, параметров рабочей среды).

Расчет коэффициентов теплопередачи k для ширмовых и конвективных поверхностей нагрева следует вести по формулам, приведенным в табл. 6.1. Там же приведены формулы и указаны номограммы, необходимые для расчета коэффициентов теплоотдачи α , коэффициентов загрязнения ϵ , и некоторые другие данные, используемые для расчета коэффициентов теплопередачи.

При смешанном поперечно-продольном омывании гладкотрубных пучков коэффициенты теплопередачи определяются отдельно для каждого участка по средним скоростям, найденным для каждого из участков в отдельности. Продольно омываемая часть рассчитывается по коэффициенту тепловой эффективности.

Общий коэффициент теплопередачи находится по формуле

$$k = \frac{k_{\text{поп}} F_{\text{поп}} + k_{\text{пр}} F_{\text{пр}}}{F_{\text{поп}} + F_{\text{пр}}}, \quad (6.3)$$

где $k_{\text{поп}}$ и $k_{\text{пр}}$ — коэффициенты теплопередачи для участков с поперечным и продольным омыванием; $F_{\text{поп}}$ и $F_{\text{пр}}$ — значения теплообменных поверхностей участков.

6.2. Расчет коэффициентов теплоотдачи

Расчет коэффициента теплопередачи базируется на использовании ранее вычисленных коэффициентов теплоотдачи от газов к стенке поверхности нагрева α_1 и от стенки к обогреваемой среде α_2 [см. общую формулу (6.2) и формулы для отдельных поверхностей нагрева (табл. 6.1)].

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), от газов к поверхности нагрева:

для ширмовых поверхностей

$$\alpha_1 = \xi \left(\alpha_k \frac{\pi d}{2s_2 x_{\text{ш}}} + \alpha_l \right); \quad (6.4)$$

для конвективных трубных пучков

$$\alpha_1 = \xi (\alpha_k + \alpha_l), \quad (6.5)$$

где ξ — коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания ее газами, частичного перетекания газов помимо нее и образования застойных зон; для поперечно омываемых пучков труб современных котлов коэффициент ξ принимается равным единице, для ширм, а также сложно омываемых пучков значение ξ приведено в § 6.3; α_k — коэффициент теплоотдачи конвекцией, отнесенный к полной поверхности труб, Вт/(м²·К); α_l — коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К); $x_{\text{ш}}$ — угловой коэффициент ширмовой поверхности и однорядных подвесных труб (см. рис. 5.19, а, кривая 1); s_2 — продольный шаг труб в ширме (определяется по указаниям, приведенным в гл. 5), м.

6.2.1. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛООТДАЧИ КОНВЕКЦИЕЙ

Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k определяется скоростью и температурой потока, диаметром и расположением труб в пучке, родом теплообменной поверхности (гладкая или ребристая), характером омывания (продольное, поперечное или косое), физическими свойствами омывающей среды и в отдельных случаях — температурой стенки поверхности нагрева.

Для ширмовых поверхностей, фестонов, подвесных труб и конвективных пароперегревателей (коридорное расположение труб в пучке), размещенных за топкой в горизонтальном газоходе или в конвективной шахте, расчет коэффициента теплоотдачи конвекцией от газов выполняется по формулам, используемым для коридорных (гладкотрубных) пучков с поперечным омыванием труб газами:

$$\alpha_k = 0,20 \frac{F \lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^{0,65} \text{Pr}^{0,33} C_z C_s, \quad (6.6)$$

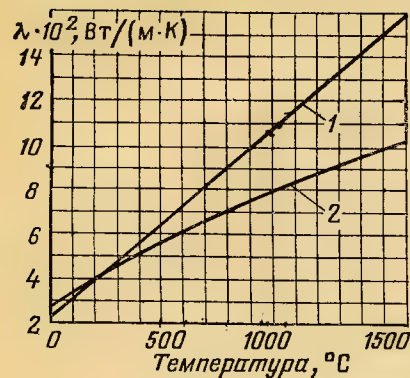


Рис. 6.1. Теплопроводность ($\lambda = \lambda_r M_\lambda$) дымовых газов и воздуха:
а — дымовые газы среднего состава ($r_{H_2O} = 0,11$, кривая 1) и воздух (кривая 2); б — поправка на содержание водяных паров

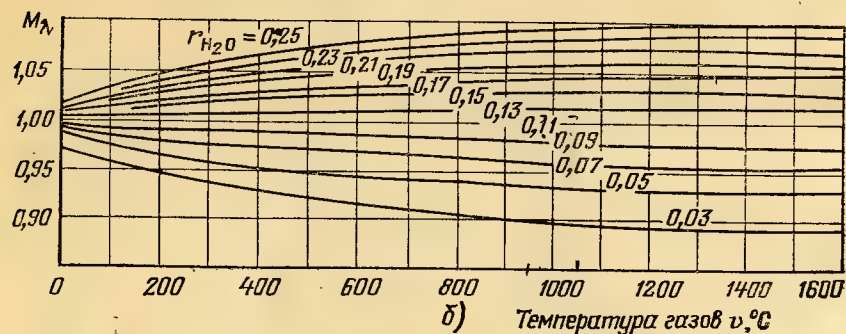


Рис. 6.2. Кинематическая вязкость ($\nu = \nu_r M_\nu$) дымовых газов и воздуха:
а — дымовые газы среднего состава ($r_{H_2O} = 0,11$, кривая 1) и воздух (кривая 2); б — поправка на содержание водяных паров

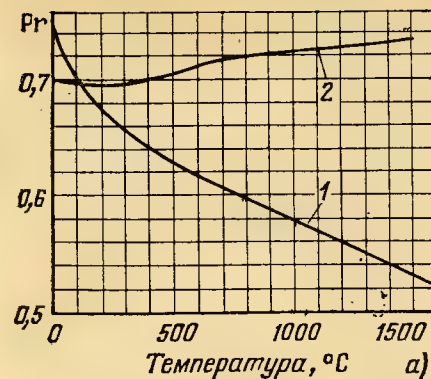
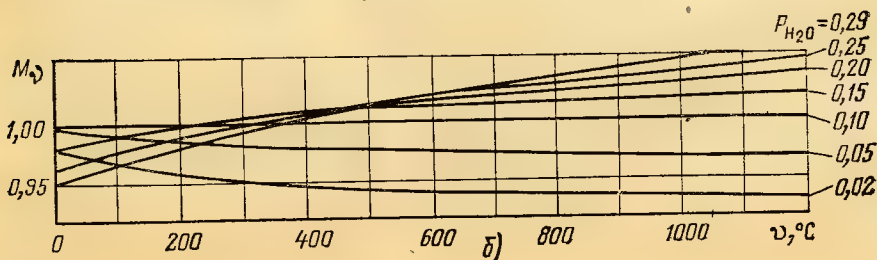
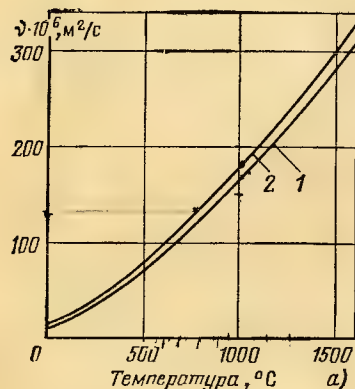
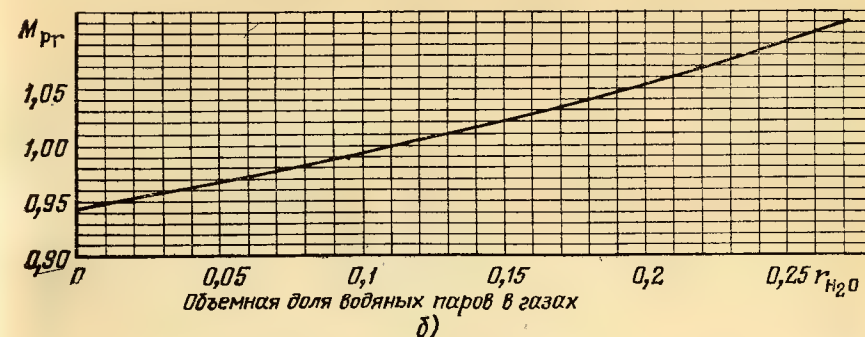


Рис. 6.3. Числа $Pr = Pr_r M_{Pr}$ дымовых газов и воздуха:
а — дымовые газы среднего состава ($r_{H_2O} = 0,11$, кривая 1) и воздух (кривая 2); б — поправка на содержание водяных паров



где λ — теплопроводность, Вт/(м·К), для газов и воздуха принимается по рис. 6.1; ν — кинематическая вязкость, м²/с, для газов и воздуха принимается по рис. 6.2; Pr — число Прандтля, для газов и воздуха находится по рис. 6.3; указанные выше коэффициенты λ , ν и число Pr определяются для средних температур воздуха и газов, для среднего состава газов ($r_{H_2O} = 0,11, r_{CO_2} = 0,13$) и при давлении около 0,1 МПа. Отклонение состава продуктов сгорания от среднего значения учитывается введением поправки на состав с помощью тех же номограмм (см. рис. 6.1—6.3); d — наружный диаметр, м (глава 5); w_r — скорость теплоносителя (дымовых газов), м/с,

$$w_r = \frac{B_p V_r (\theta + 273)}{273 f}; \quad (6.7)$$

V_r — объем газов на 1 кг (на 1 м³) топлива при 0,1 МПа и 0°C, определяемый по среднему избытку воздуха в газоходе, м³/кг (м³/м³) (табл. 2.1); θ — расчетная температура потока газов, определяемая как полусумма температур газов на входе в поверхность нагрева θ' и выходе из нее θ'' , °C; f — площадь живого сечения для прохода газов, воздуха, м², определяется как разность между полной площадью поперечного сечения газохода в свету, проходящему

через оси поперечного ряда труб, и частью этой площади, занятой трубами; для поперечно омываемых гладкотрубных пучков

$$f = ab - z_1 ld, \quad (6.8)$$

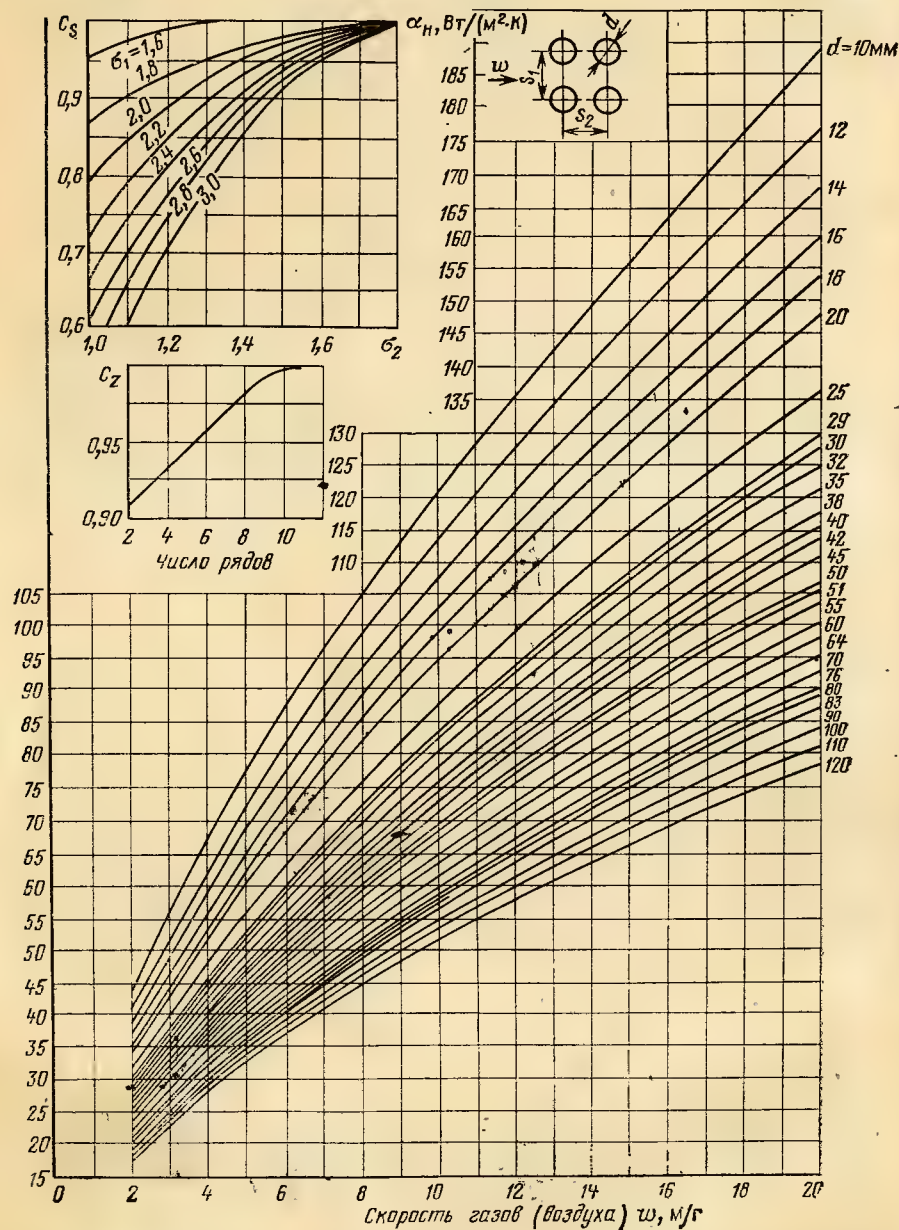


Рис. 6.4. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для ширм и коридорных гладко

где a и b — размеры газохода в расчетном сечении, м; z_1 — число труб в ряду; d и l — диаметр и длина труб, м; при изогнутых трубах под длиной труб понимается проекция длины труб на плоскость, перпендикулярную направлению движения; C_z — поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов; при $z_2 < 10$ $C_z = 0,91 + 0,0125(z_2 - 2)$, при $z_2 \geq 10$ $C_z = 1$; C_s — поправка на компоновку пучка, она определяется в зависимости от относительных шагов: продольного $\sigma_2 = s_2/d$ и поперечного $\sigma_1 = s_1/d$:

$$C_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3) \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2}; \quad (6.9)$$

при $\sigma_2 < 2$ и $\sigma_1 > 3$ следует принять $C_s = 3$; при $\sigma_2 \geq 2$ и $\sigma_1 \leq 1,5$ следует считать $C_s = 1$.

По формуле (6.6) построена номограмма (рис. 6.4).

Для паровых котлов, работающих под наддувом (более 0,105 МПа), коэффициент теплоотдачи конвекцией можно определить по формуле (6.6) или номограмме (рис. 6.4). При этом расчетная скорость должна находиться по объему газов при атмосферном давлении согласно формуле (6.7), так как интенсификация теплообмена за счет роста плотности компенсирует его ослабление с уменьшением скорости.

Для фестонов, подвесных труб (размещаемых в горизонтальном газоходу), конвективных пароперегревателей (первичных и вторичных), переходных зон, воздухоподогревателей, размещенных в конвективной шахте (шахматное расположение труб в пучке), расчет коэффициента теплоотдачи конвекцией выполняется по формулам, используемым для шахматных гладкотрубных пучков с поперечным омыванием труб газами или воздухом.

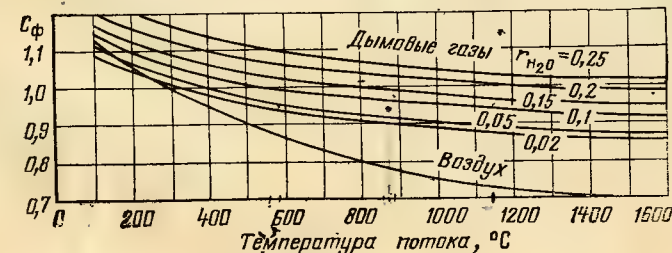
При поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков дымовыми газами или воздухом коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К), определяется по формуле

$$\alpha_k = \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,6} \text{Pr}^{0,33} C_z C_s, \quad (6.10)$$

где w — скорость омывающей среды; расчетная скорость дымовых газов w_r определяется по (6.7), а расчетная скорость воздуха, м/с,

$$w_v = \frac{B_p \beta_{\text{вп}} V_{\text{в}}^0 (t + 273)}{273 f}, \quad (6.11)$$

где B_p — расчетный расход топлива, кг/с, м³/с (гл. 3); $\beta_{\text{вп}}$ — отно-



трубных пучков при поперечном омывании $\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_\phi$

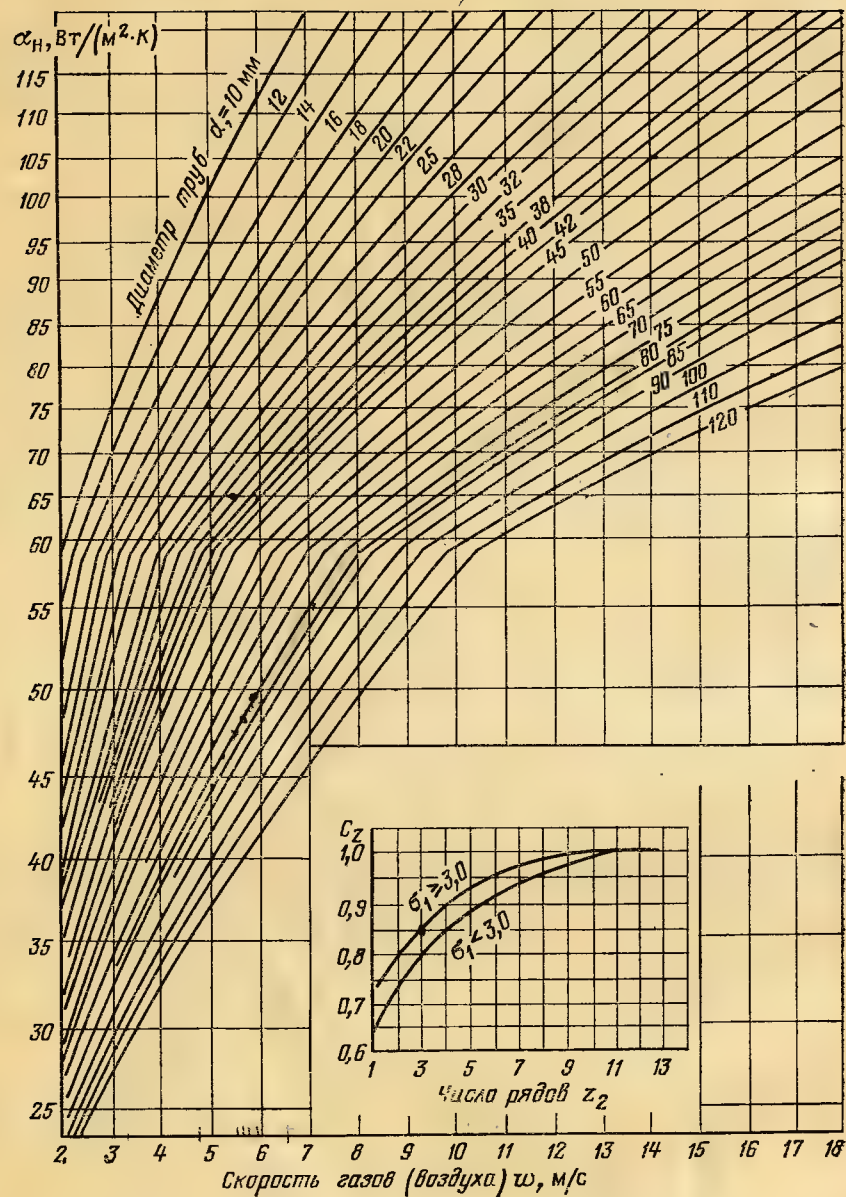


Рис. 6.5. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для шахматных гладкотрубных

шение среднего количества воздуха в воздухоподогревателе к теоретически необходимому,

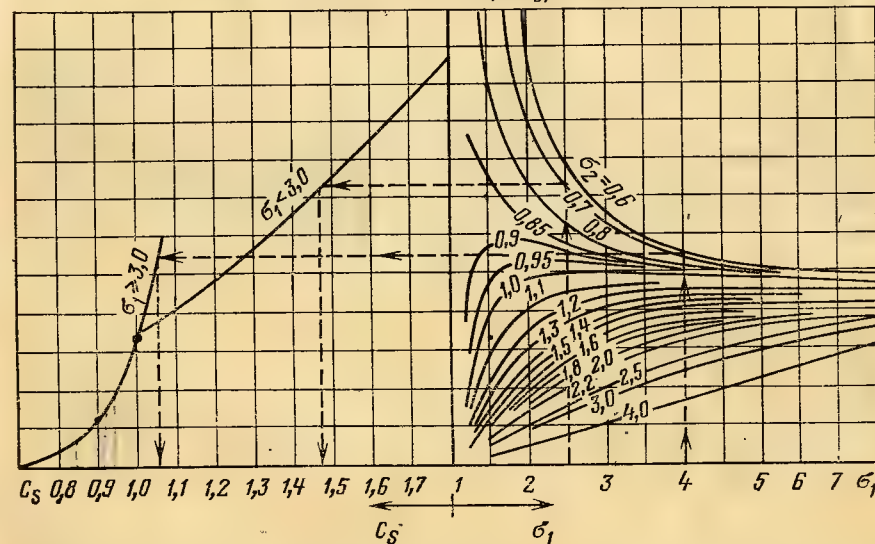
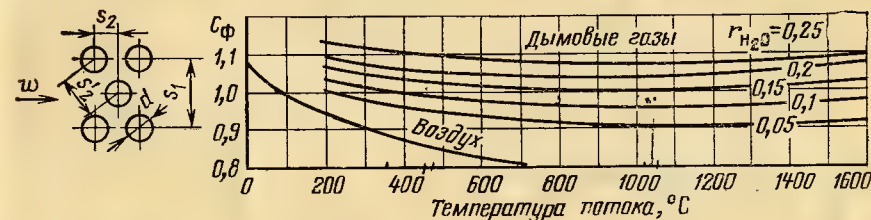
$$\beta_{\text{вн}} = \alpha_t - \Delta\alpha_t - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вн}}}{2} + \beta_{\text{рц}}, \quad (6.12)$$

где α_t — коэффициент избытка воздуха в топке (см. табл. 1.7); $\Delta\alpha_t$ и $\Delta\alpha_{\text{пл}}$ — присосы воздуха в топке и в системе пылеприготовления (см. табл. 1.8); $\Delta\alpha_{\text{вн}}$ — утечка воздуха в воздухоподогревателе, принятая равной присосу по газовой стороне (см. табл. 1.11); $\beta_{\text{рц}}$ — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе (5.27); $V_{\text{в}}^0$ — теоретически необходимое для сгорания количество воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$, берется при 0,1 МПа и 0°C (гл. 2); $t = (t' + t'')/2$ — средняя температура воздуха, $^\circ\text{C}$; f — площадь живого сечения для прохода воздуха, м^2 (6.8); C_z — поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов; при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 < 3,0$ $C_z = 3,12 z_2^{0,05} - 2,5$; при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 \geq 3,0$ $C_z = 4z_2^{0,02} - 3,2$; при $z_2 \geq 10$ $C_z = 1$; C_s — поправка на компоновку пучка, определяемая в зависимости от поперечного шага σ_1 и параметра

$$\varphi_\sigma = \sigma_1 - 1/(\sigma_1' - 1), \quad (6.13)$$

где

$$\sigma_1' = \sqrt{\frac{1}{4} \sigma_1^2 + \sigma_2^2}, \quad (6.14)$$



пучков при поперечном омывании $\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_\phi$

σ'_2 — средний относительный диагональный шаг труб, при $0,1 < \varphi_0 \leq 1,7$ $C_s = 0,34 \varphi_0^{0,1}$; при $1,7 < \varphi_0 \leq 4,5$: для $\sigma_1 < 3$ $C_s = 0,275 \varphi_0^{0,5}$; для $\sigma_1 \geq 3,0$ $C_s = 0,34 \varphi_0^{0,1}$.

Для нахождения α_k можно воспользоваться номограммой (рис. 6.5).

Если пучок состоит из участков отличающихся шагами или диаметрами труб, то определяют усредненный по поверхности шаг или диаметр:

$$s_{cp} = \frac{s'F' + s''F'' + \dots}{F' + F'' + \dots}; \quad (6.15)$$

$$d_{cp} = \frac{F_1 + F_2 + \dots}{F_1/d_1 + F_2/d_2 + \dots}. \quad (6.16)$$

Если в поверхности нагрева участки с шахматным (коридорным) расположением труб превышают 85% всей поверхности, то коэффициент теплоотдачи рассчитывается как для шахматного (коридорного) пучка. В более общем случае α_k вычисляются отдельно для каждой части (при средних значениях температуры и скорости в пучке) и их значения усредняются:

$$\alpha_{k, cp} = \frac{\alpha_{шах} F_{шах} + \alpha_{кор} F_{кор}}{F_{шах} + F_{кор}}. \quad (6.17)$$

При косом омывании пучков расчетная скорость газов вычисляется по сечению, проходящему через оси труб. Если при этом угол между осями труб и направлением потока меньше 80° , то к коэффициенту теплоотдачи, рассчитанному по формуле для поперечного омывания коридорных пучков, вводится поправка в виде постоянного коэффициента, равного 1,07. Для шахматных пучков такая поправка равна единице.

Для ширмовых поверхностей, трубных пакетов, размещенных в верхней части топки или в конвективной шахте (продольное омывание газами), трубчатых воздухоподогревателей (продольное движение газов или воздуха), всех поверхностей, для которых определяется внутренняя теплоотдача к рабочей среде (воде или пару), расчет коэффициента теплоотдачи конвекцией выполняется по формулам, используемым для продольного омывания поверхностей однофазной средой (дымовыми газами, воздухом, а также водой или паром при параметрах, далеких от критических).

При продольном омывании поверхности нагрева однофазным потоком дымовых газов, воздуха, воды или пара докритических параметров коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), определяется по формуле

$$\alpha_k = 0,023 \frac{\lambda}{d_0} \left(\frac{wd_0}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_d C_l, \quad (6.18)$$

где λ — теплопроводность, Вт/(м·К), для газов и воздуха принимается по рис. 6.1, для воды и пара — по табл. 6.2; d_0 — эквивалентный диаметр, м, при течении внутри труб он равен внутреннему диаметру. При продольном омывании пучков труб эквивалентный диаметр

$$d_0 = 4f/U, \quad (6.19)$$

где f — площадь живого сечения канала, м² [см. формулу (6.8) и др.]; U — омываемый периметр, м.

Таблица 6.2. Кинематическая вязкость ν , м²/с, теплопроводность λ , Вт/(м·К), и число Рг для воды и водяного пара

Температура, °С	Давление, МПа											
	10			15			20			25		
	$\nu \cdot 10^6$	$\lambda \cdot 10^3$	Рг	$\nu \cdot 10^6$	$\lambda \cdot 10^3$	Рг	$\nu \cdot 10^6$	$\lambda \cdot 10^3$	Рг	$\nu \cdot 10^6$	$\lambda \cdot 10^3$	Рг
200	0,155	67,2	0,90	0,157	67,6	0,90	0,158	68,0	0,89	0,158	68,4	0,89
220	0,146	65,6	0,86	0,146	66,2	0,85	0,147	66,6	0,85	0,147	67,1	0,84
240	0,138	63,6	0,83	0,138	64,3	0,83	0,140	65,0	0,82	0,140	65,5	0,81
260	0,132	61,2	0,84	0,133	62,0	0,82	0,133	62,8	0,81	0,134	63,4	0,80
280	0,128	58,2	0,87	0,128	59,2	0,84	0,129	60,1	0,83	0,130	61,1	0,81
300	0,126	54,4	0,95	0,126	55,8	0,90	0,127	57,0	0,87	0,127	58,2	0,84
320	0,423	7,37	1,61	0,124	51,5	1,02	0,124	53,1	0,95	0,124	54,5	0,91
340	0,504	6,90	1,43	0,122	46,1	1,34	0,122	48,2	1,13	0,122	50,1	1,03
360	0,577	6,75	1,32	0,330	9,23	1,79	0,120	41,0	1,92	0,120	44,3	1,30
380	0,639	6,73	1,23	0,386	8,44	1,51	0,247	12,4	2,15	0,121	30,1	5,66
400	0,695	6,82	1,15	0,431	8,12	1,34	0,293	10,6	1,66	0,201	15,0	2,49
420	0,753	6,94	1,10	0,476	8,00	1,23	0,332	9,65	1,43	0,242	12,7	1,70
440	0,809	7,12	1,05	0,516	8,00	1,16	0,368	9,29	1,30	0,275	11,3	1,46
460	0,868	7,30	1,02	0,558	8,09	1,10	0,401	9,14	1,20	0,307	10,6	1,33
480	0,928	7,51	1,00	0,599	8,22	1,06	0,436	9,13	1,14	0,337	10,3	1,23
500	0,988	7,73	0,98	0,643	8,39	1,03	0,469	9,19	1,09	0,365	10,2	1,16
520	1,050	7,97	0,96	0,684	8,58	1,00	0,503	9,30	1,05	0,394	10,2	1,10
540	1,113	8,21	0,94	0,729	8,79	0,98	0,537	9,46	1,02	0,423	10,2	1,06
560	1,177	8,44	0,94	0,754	9,00	0,96	0,572	9,64	0,99	0,451	10,3	1,02
580	1,242	8,70	0,92	0,817	9,23	0,94	0,606	9,83	0,97	0,480	10,5	1,00
600	1,309	8,95	0,91	0,863	9,48	0,92	0,641	10,05	0,95	0,509	10,7	0,97

Для газохода прямоугольного сечения, заполненного трубами, ориентированными вдоль потока (ширмы, конвективные пучки),

$$d_0 = \frac{4 \left(ab - z \frac{\pi d^2}{4} \right)}{2(a+b) + \pi d}, \quad (6.20)$$

где a, b — поперечные размеры газохода в свету, м; z — количество труб в газоходе; d — наружный диаметр труб, м; w — расчетная скорость среды в поверхности нагрева, м/с.

Расчетная скорость дымовых газов определяется по (6.7), воздуха — по (6.11), однако площадь сечения, м², для прохода следует определять с учетом продольного омывания трубного пучка.

При продольном омывании и течении газов между трубами в прямоугольном канале

$$f = ab - z \frac{\pi d^2}{4}, \quad (6.21)$$

где a и b — размеры газохода в расчетном сечении, м; z — число труб в пучке, заполняющем газоход; d — наружный диаметр труб.

При продольном омывании и течении сред внутри труб

$$f = z \frac{\pi d_{вн}^2}{4}, \quad (6.22)$$

где z — число параллельно включенных труб; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр труб, м.

Расчетная скорость воды и пара, м/с,

$$w_{\text{ж.п}} = Dv/f_0, \quad (6.23)$$

где D — расход среды, кг/с; v — средний удельный объем воды или пара, м³/кг, определяемый по средним давлению и температуре протекающей в поверхности среды с помощью таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара, $p = (p' + p'')/2$, МПа; $t = (t' + t'')/2$, °C; f_0 — площадь живого сечения для прохода воды или пара, м², при течении внутри труб ее нужно вычислять по (6.22), при течении между труб — по формуле

$$f_0 = \frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{4} - z \frac{\pi d^2}{4}, \quad (6.24)$$

где $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр коллектора, в котором располагается трубный пучок (например, парового теплообменника).

В формуле (6.18): ν кинематическая вязкость, м²/с, для газов и воздуха принимается по рис. 6.2, для воды и пара — по табл. 6.2; Pr — число Прандтля для дымовых газов и воздуха — см. рис. 6.3, для пара и воды — см. табл. 6.2; C_t — поправка, учитывает влияние температурного фактора и зависит от температур потока T , К, и стенки $T_{\text{ст}}$, К (6.26). При охлаждении газов и воздуха, а также при охлаждении и нагревании воды и пара C_t принимается равной единице; при нагревании газов и воздуха C_t определяется по формуле

$$C_t = (T/T_{\text{ст}})^{0.5}, \quad (6.25)$$

C_d — поправка на форму канала; для часто используемых в котлах теплообменных поверхностей поправка принимается равной единице (не равна единице только при одностороннем обогреве среды в кольцевом канале); C_l — поправка на относительную длину, вводится при $l/d < 50$ и определяется в случае прямого входа в трубу без сглаженных кромок по номограмме (рис. 6.6).

При продольном омывании C_l вводится только для котельных пучков, для ширм $C_l = 1$.

По формуле (6.18) построены номограммы для определения коэффициента теплоотдачи при продольном омывании.

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов при их охлаждении (при протекании внутри труб, а также при продольном омывании ширм) определяется по рис. 6.6.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к перегретому пару докритического давления при всех тепловых нагрузках (а также для сверхкритического давления при $q_{\text{макс}} \leq 350$ кВт/м²) определяется по номограмме рис. 6.7 (по температурам номограмму экстраполировать не следует).

Для некипящей воды давлением до 18 МПа коэффициент теплоотдачи определяется по рис. 6.8.

Для среды сверхкритического давления коэффициент теплоотдачи определяется по номограмме рис. 6.9.

При нагревании воздуха (см. рис. 6.6) поправкой $C_{\phi'}$ учтено влияние не только физических характеристик, но и факторов, определяемых в формуле (6.18) поправкой C_t . При определении поправки $C_{\phi'}$ температура стенки воздухоподогревателя принимается средней между температурами воздуха и газов:

$$t_{\text{ст}} = (t + \bar{\theta})/2. \quad (6.26)$$

Для пучка, частично омываемого продольным и частично поперечным током, коэффициент теплоотдачи рассчитывается путем усреднения величин, полученных для участков по средней для всей поверхности температуре и по средним скоростям на участках:

$$\alpha_{\text{к.ср}} = \frac{\alpha_{\text{к.поп}} F_{\text{поп}} + \alpha_{\text{к.пр}} F_{\text{пр}}}{F_{\text{поп}} + F_{\text{пр}}}. \quad (6.27)$$

При включении в поверхность нескольких одинаково омываемых участков с разными сечениями усредняется живое сечение по поверхности нагрева

$$F_{\text{ср}} = \frac{F_1 + F_2}{F_1/f_1 + F_2/f_2}. \quad (6.28)$$

При разных входном $f_{\text{вх}}$ и выходном $f_{\text{вых}}$ сечениях пучка в случае плавного изменения сечения усреднение производится по формуле

$$f_{\text{ср}} = 2f_{\text{вх}}f_{\text{вых}}/(f_{\text{вх}} + f_{\text{вых}}). \quad (6.29)$$

При наличии газовых коридоров $f_{\text{ш}}$, шунтирующих газоход трубного пакета $f_{\text{п}}$, среднее проходное сечение

$$f_{\text{ср}} = f_{\text{п}} + f_{\text{ш}} \sqrt{\frac{\xi_{\text{п}}(\bar{\theta}_{\text{п}} + 273)}{\xi_{\text{ш}}(\bar{\theta}_{\text{ш}} + 273)}}, \quad (6.30)$$

где $\xi_{\text{п}}$, $\xi_{\text{ш}}$ — коэффициенты сопротивлений газоходов; $\bar{\theta}_{\text{п}}$, $\bar{\theta}_{\text{ш}}$ — средние температуры газов.

При расхождении площадей сечений не более чем на 25 % можно производить арифметическое усреднение сечений.

Для регенеративных вращающихся воздухоподогревателей (РВВ) расчет коэффициентов теплоотдачи конвекцией по газовой и воздушной сторонам выполняется по формулам, учитывающим особенности теплообмена однофазного потока (дымовых газов и воздуха), формы набивки РВВ и вращение ротора (частота вращения 1,5—5 об/мин).

Коэффициент теплоотдачи для РВВ по газовой и воздушной стороне рассчитывается по формуле

$$\alpha_{\text{к}} = A \frac{\lambda}{d_g} \left(\frac{wd_g}{\nu} \right)^{0.8} Pr^{0.4} C_t C_l. \quad (6.31)$$

В формуле (6.31) введены следующие обозначения:

A — коэффициент, определяемый типом набивки. При использовании для набивки стальных листов: а) волнистых листов интенсифицированной набивки «горячей» части воздухоподогревателя (см. рис. 5.17,6, I) коэффициент A зависит от зазоров соседних листов $(a+b)$; при суммарной глубине впадин $a+b = 2,4$ мм $A = 0,027$, при $a+b \geq 4,8$ мм $A = 0,037$; б) волнистых и гладких дистанционирующих листов неинтенсифицированной набивки «горячей» части (см. рис. 5.17,6, II) коэффициент $A = 0,027$ (глубина впадин $b \approx 2,4$ мм); в) гладких основных и дистанционирующих утолщенных листов набивки «холодной» части (см. рис. 5.17,6, III) коэффициент $A = 0,021$ (впадины отсутствуют, $a=b=0$).

Для эмалированных листов «холодной» части воздухоподогревателя коэффициент A снижается на 5% в сравнении с металлическим

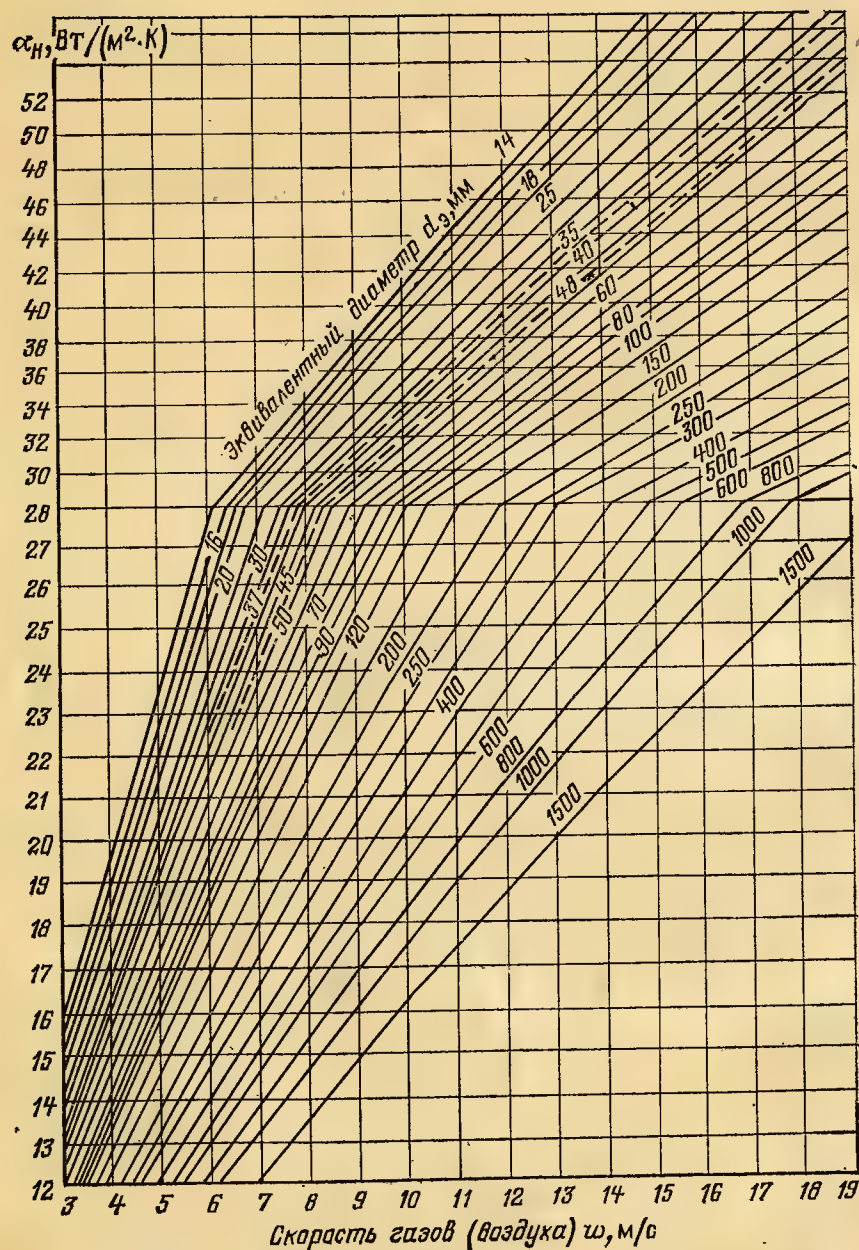
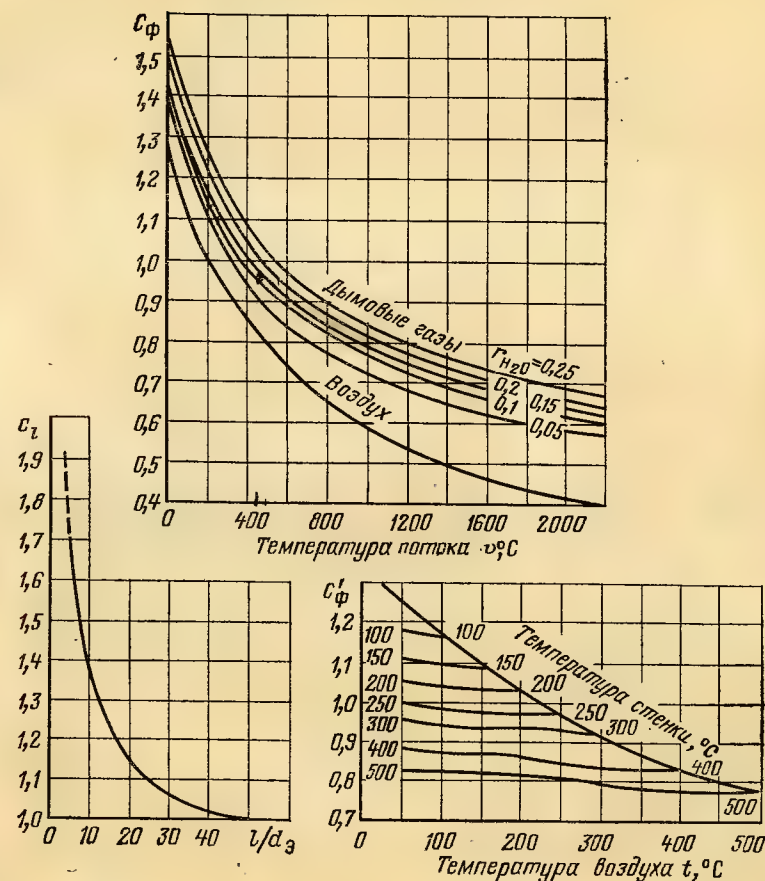


Рис. 6.6. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для при охлаждении дымовых газов $\alpha_k = \alpha_n C_\phi C_l$;

скими листами. Для керамической набивки квадратного сечения $A=0,021$. λ —теплопроводность дымовых газов и воздуха, Вт/(м·К) (см. рис. 6.1); d_0 —эквивалентный диаметр, м, определяется по формуле (6.17) и равен для интенсифицированной набивки горячего пакета 9,6 мм (см. рис. 5.17,б, I), для неинтенсифицированной 7,8 мм, для набивки «холодного» пакета, состоящей из гладких и дистанционирующих листов, 9,8 мм (см. рис. 5.17,б, III); w —расчетная скорость, м/с; скорость дымовых газов определяется по (6.7), воздуха по (6.11). Необходимое для расчета скоростей живое сечение, м², для набивок указанных типов определяется по дан-



дымовых газов и воздуха:
при нагревании воздуха $\alpha_k = \alpha_n C'_\phi C_l$

9*

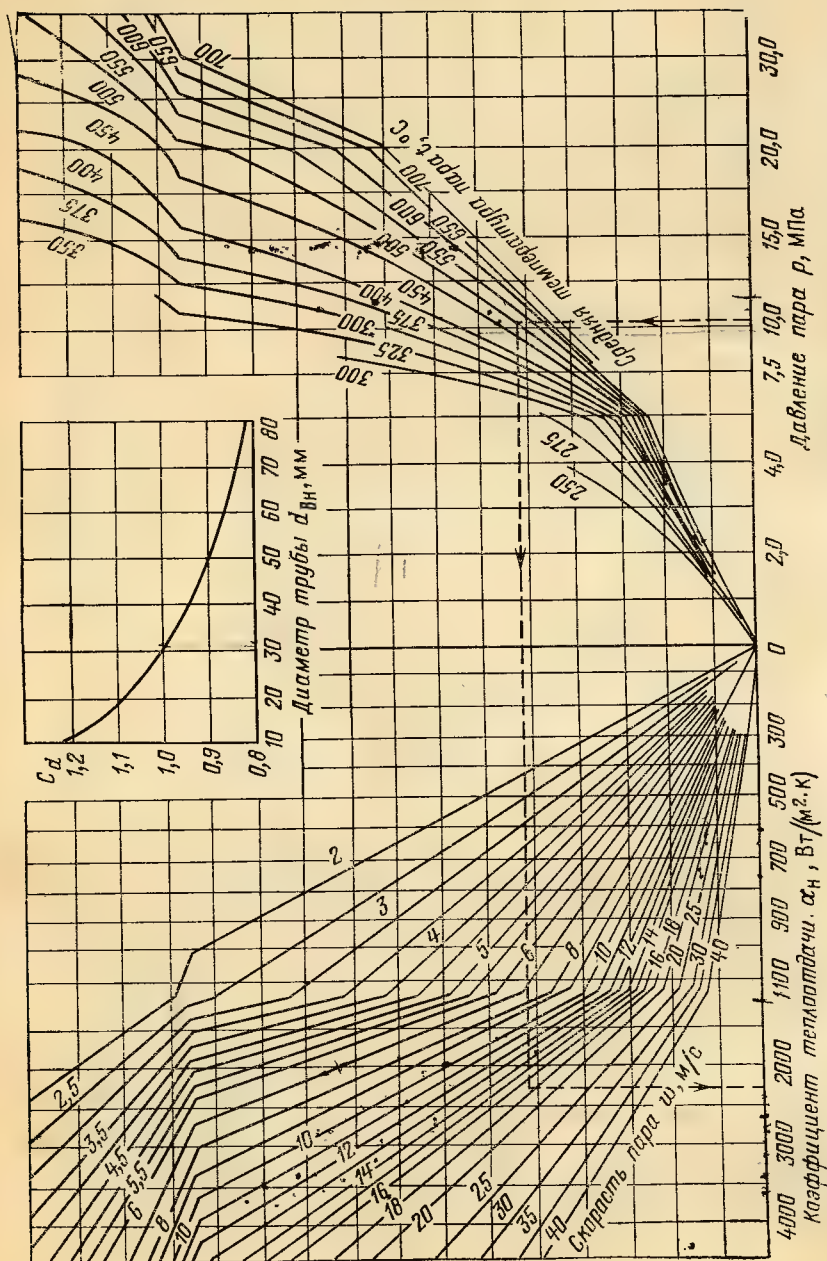


Рис. 6.7. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для перегретого пара в докритической области параметров $\alpha_2 = \alpha_n C_d$

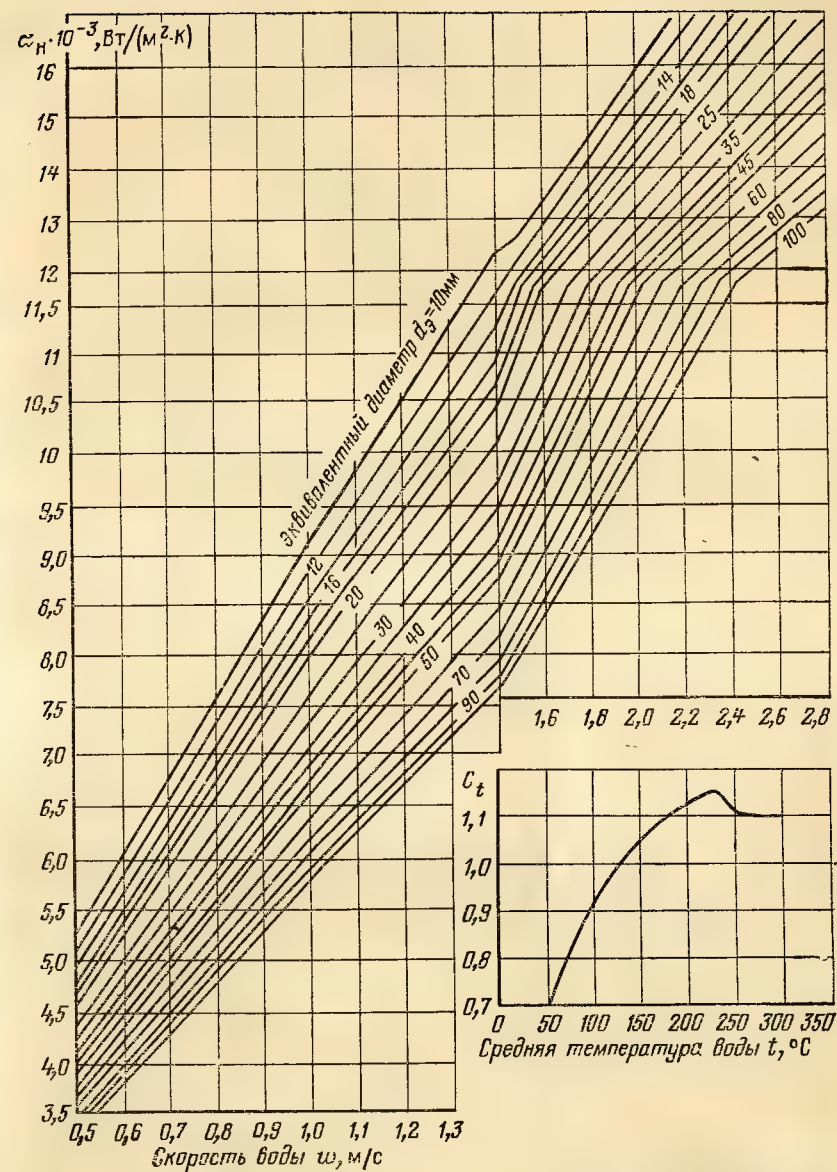


Рис. 6.8. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для некипящей воды $\alpha_2 = \alpha_n C_t$

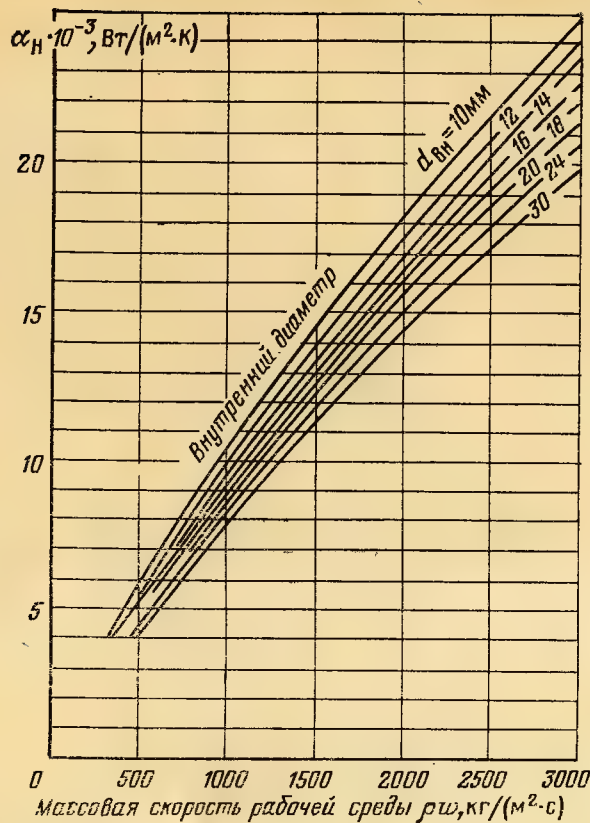
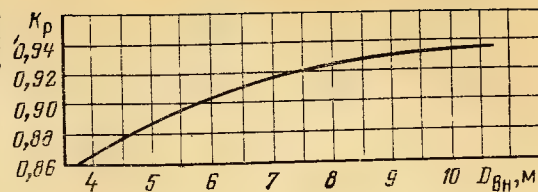


Рис. 6.9. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании при СКД в области больших теплоемкостей $\alpha_k = \alpha_v A$. Если по параметру $q_{вн} \cdot 10^{-3}/\rho w$ значения A выходят за пределы номограммы, следует принять A равным 1,5

Рис. 6.10. Коэффициент загромождения сечения ротора регенеративного вращающегося воздухоподогревателя



ным табл. 5.10 или по формуле

$$f = 0,785 D_{вн}^2 K_p K_{л}, * \quad (6.32)$$

где $D_{вн}$ — внутренний диаметр ротора, м (см. табл. 5.9), $D_{вн} \approx 0,96 D_{нар}$.

При определении площади живого сечения «холодной» части полученное по (6.32) значение умножается на 1,02. Этим учитывается меньшее загромождение при использовании гладких листов набивки; x — часть общего сечения РВВ, омываемого газом или воздухом (см. табл. 5.10); $x_r = f_r/f = z_r/z$; $x_b = f_b/f = z_b/z$; z_r, z_b — число секторов, омываемых газом или воздухом; K_p — коэффициент, учитывающий загромождение сечения ротора ступицей и перегородками, определяется в зависимости от $D_{вн}$ (рис. 6.10); $K_{л}$ — коэффициент, учитывающий загромождение сечения ротора листами; его значение принимается в зависимости от эквивалентного диаметра набивки d_s и толщины листов $\delta_{л}$ и приведено ниже:

d_s , мм	9,6	7,8	9,8
$\delta_{л}$, мм	0,63	0,63	1,2
$K_{л}$	0,89	0,86	0,81

ν — кинематическая вязкость, m^2/c , для дымовых газов и воздуха принимается по рис. 6.2; P_r — число Прандтля для дымовых газов и воздуха (см. рис. 6.3); C_t — поправка, зависящая от температуры потока и стенки. При охлаждении дымовых газов $C_t = 1$; при нагревании газов и воздуха — по (6.25).

Для РВВ средняя температура стенки листов набивки

$$t_{ст} = \frac{\vartheta_r x_1 + t_b x_2}{x_1 + x_2}, \quad (6.33)$$

где ϑ_r и t_b — средняя температура газов и воздуха, $^{\circ}C$; x_1 — отношение поверхности нагрева или площади живого сечения, омываемой газами (без учета поверхности или сечения под плитками радиальных уплотнений), к полной поверхности или сечению воздухоподогревателя; x_2 — то же для воздуха (см. табл. 5.10), $x_1 = x_r$; $x_2 = x_b$; C_t — поправка на относительную длину канала, вводится при $l/d < 50$ (рис. 6.11).

По формуле (6.31) построена номограмма (рис. 6.11), с помощью которой определяются коэффициенты теплоотдачи для РВВ.

Поправочный коэффициент C_{ϕ} учитывает не только влияние изменения физических характеристик, но и поправку C_t (6.25). При определении C_{ϕ}' температура стенки воздухоподогревателя определяется по (6.33).

* При курсовом проектировании парового котла значение площади живого сечения можно оценить, исходя из выбранного типоразмера РВВ (см. табл. 5.8) и его геометрических характеристик (табл. 5.9).

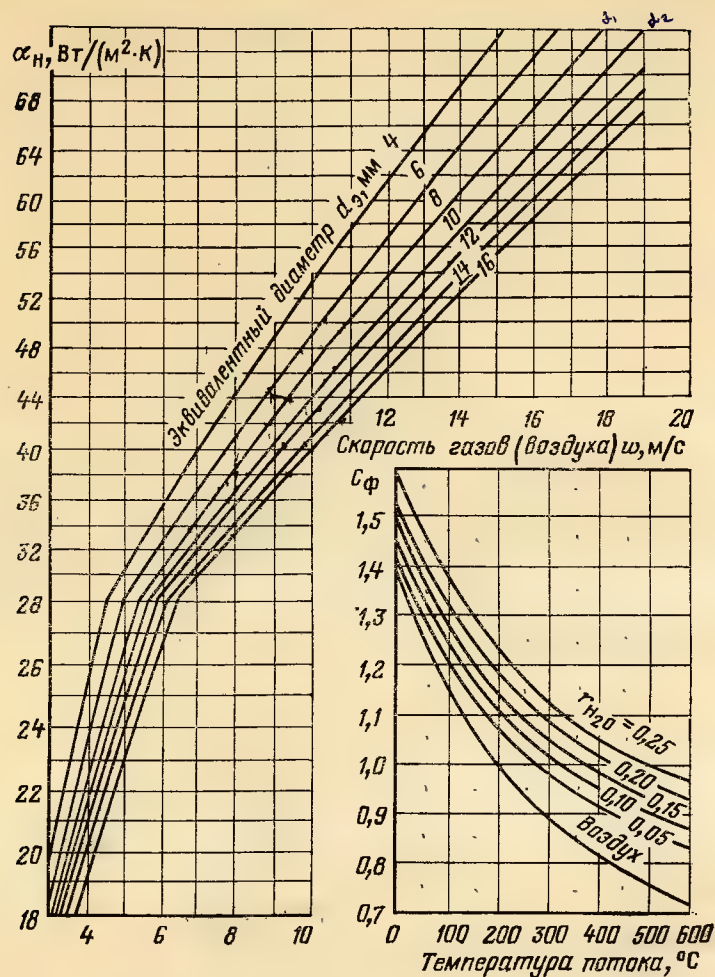


Рис. 6.11

6.2.2. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОТДАЧИ ИЗЛУЧЕНИЕМ

При проектировании конвективных поверхностей нагрева обычно требуется рассчитать лучистый теплообмен между продуктами сгорания и этими поверхностями. В этом случае решение задачи сводится к учету влияния формы и размеров поверхности, взаимного расположения газовых объемов и труб, их коэффициентов теплового излучения.

Практические расчеты основываются на использовании закона Стефана — Больцмана

$$q_{\text{л}} = \xi_{\text{с}} c_0 \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right], \quad (6.34)$$

где $\xi_{\text{с}}$ — коэффициент теплового излучения системы газовый поток — поверхность нагрева; $c_0 = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — постоянная Стефана — Больцмана.

В расчете учитывается излучение трехатомных газов, а при сжигании твердого топлива — и взвешенных в потоке частиц золы. Количество теплоты,

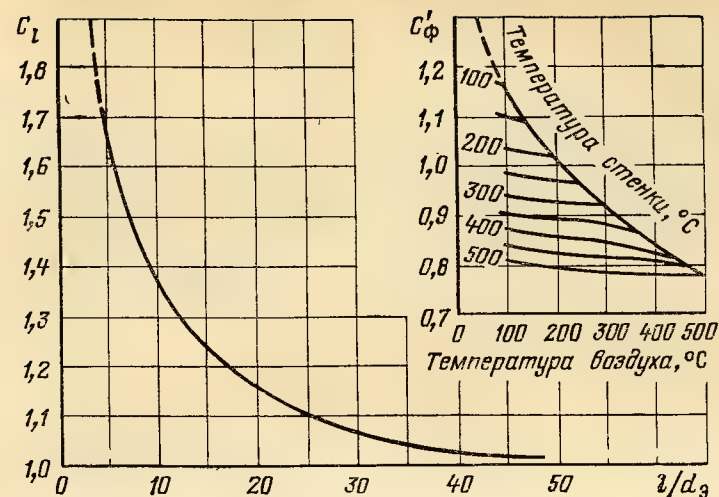


Рис. 6.11. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для регенеративных вращающихся воздухоподогревателей:

$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} C_{\text{н}} C_{\text{ф}} C_{\text{г}}$ — при охлаждении дымовых газов; $\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} C_{\text{н}} C_{\text{ф}} C_{\text{г}}$ — при нагревании воздуха. При суммарной глубине впадин соседних листов $(a+b)$ (см. рис. 5.17,б), близкой к нулю (тип III), $C_{\text{н}} = 0,9$; при глубине впадин около 2,4 мм (тип II) $C_{\text{н}} = 1,15$; при глубине впадины, равной или большей 4,8 мм (тип I), $C_{\text{н}} = 1,6$

переданное 1 м^2 поверхности нагрева излучением $q_{\text{л}}$, Вт/м², определяется при помощи коэффициента теплоотдачи излучением продуктов сгорания, Вт/(м²·К),

$$\alpha_{\text{л}} = q_{\text{л}} / (\vartheta - t_{\text{с}}), \quad (6.35)$$

где ϑ и $t_{\text{с}}$ — средние температуры газов и наружной поверхности стенки с учетом ее загрязнения, °С.

Коэффициенты теплоотдачи излучением продуктов сгорания определяются по следующим формулам:

для запыленного потока (при учете излучения золы)

$$\alpha_{\text{л}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \frac{\xi_{\text{з}} + 1}{2} \xi T^3 \frac{1 - (T_{\text{з}}/T)^4}{1 - T_{\text{з}}/T}, \quad (6.36)$$

для чистого газового потока (при расчете излучения трехатомных газов, не запыленных золой)

$$\alpha_{\text{л.г}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \frac{\xi_{\text{з}} + 1}{2} \xi T^3 \frac{1 - (T_{\text{з}}/T)^{3,6}}{1 - T_{\text{з}}/T}, \quad (6.37)$$

где $\xi_{\text{з}}$ — коэффициент излучения стенок лучевоспринимающих поверхностей парового котла с учетом загрязнений (принимается $\xi_{\text{з}} = 0,8$); ξ — коэффициент теплового излучения газовой среды, при температуре дымовых газов определяется по (4.37) или с помощью рис. 4.3.

Суммарная оптическая толщина продуктов сгорания

$$kps = (k_{\text{г}} r_{\text{г}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}) ps. \quad (6.38)$$

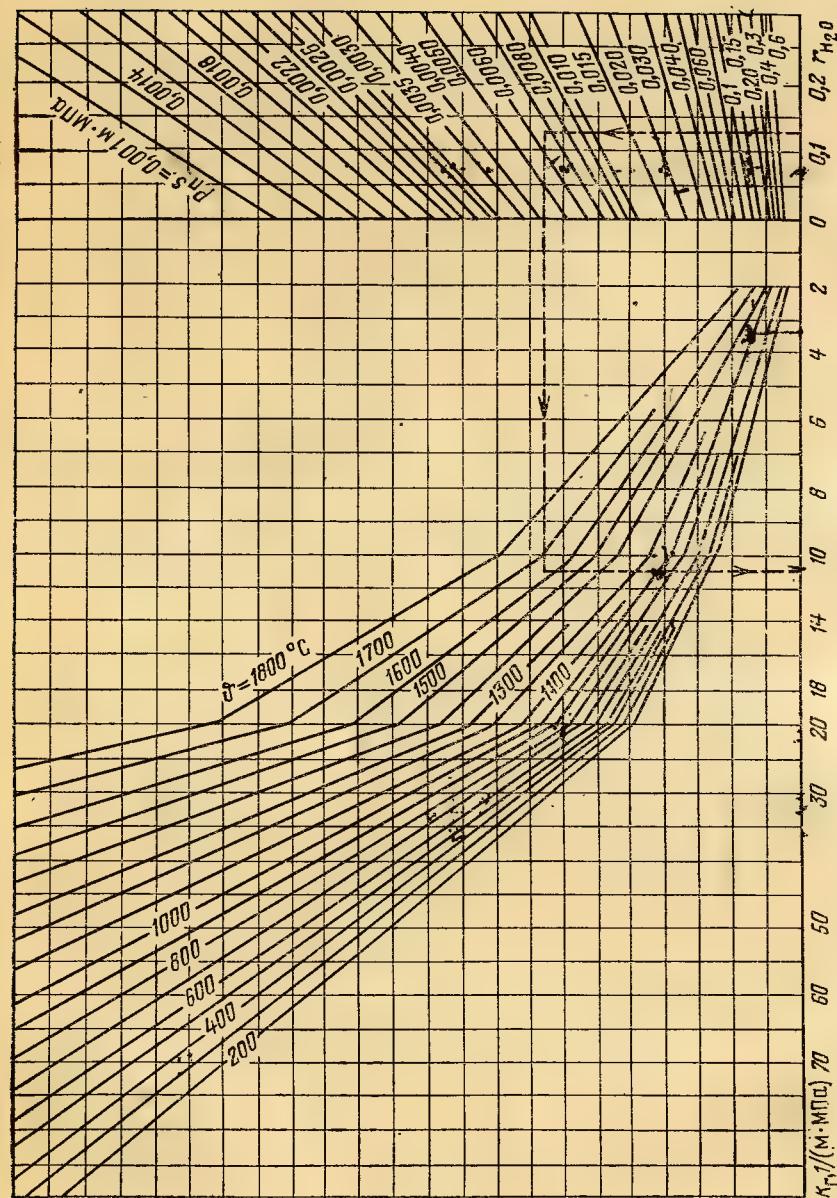


Рис. 6.12. Величина k_r , входящая в коэффициент ослабления лучей трехатомными газами ($k_{rп}$)

Для незапыленного потока (продукты сгорания газообразных и жидких топлив) второе слагаемое равно нулю; его можно не вводить в расчет при факельно-слоевом сжигании твердого топлива.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами $k_{rп}$ зависит от объемной доли водяных паров, температуры газов и произведения суммарного парциального давления трехатомных газов на эффективную толщину излучающего слоя и определяется по формуле (4.40) или рис. 6.12 для средней температуры газов в рассчитываемой поверхности $(T = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2} + 273 \text{ K})$.

Эффективная толщина излучающего слоя, м, для ширмовых поверхностей нагрева

$$s = \frac{1,8}{1/h_{ш} + 1/s_1 + 1/c}, \quad (6.39)$$

где $h_{ш}$, s_1 , c — высота, ширина и глубина единичной камеры, образованной двумя соседними ширмами, м; для гладкотрубных пучков *

$$s = 0,9 d \left(\frac{4}{\pi} \frac{s_1 s_2}{d^2} - 1 \right), \quad (6.40)$$

где s_1 и s_2 — усредненные по поверхности нагрева по (6.15) поперечный и продольный шаги труб в пучке, м.

Эффективная толщина излучающего слоя для трубчатых воздухоподогревателей вторых (горячих) ступеней, для которых также следует учитывать излучение продуктов сгорания и определять коэффициент теплоотдачи излучением, принимается равной $0,9d_{вн}$ ($d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м).

Для пучков плавниковых труб эффективная толщина излучающего слоя определяется по (6.40), при этом полученное значение умножается на 0,4.

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами $k_{элμэл}$ характеризуется концентрацией золовых частиц в дымовых газах, размером частиц и температурой газов [см. (4.41) или рис. 6.13].

Для расчета коэффициента теплоотдачи излучением необходимо знать температуру стенки труб лучевоспринимающей поверхности $t_{ст}$, которая принимается равной температуре наружного слоя золовых отложений на трубах t_3 , °C. Для ширмовых поверхностей нагрева, для конвективных пароперегревателей и настенных труб при сжигании твердого и жидкого топлива эта температура

$$t_3 = t + (\epsilon + 1/\alpha_2) \frac{B_p(Q_6 + Q_n) \cdot 10^3}{F}, \quad (6.41)$$

где t — средняя температура среды, протекающей в рассчитываемой поверхности, °C; для кипящих жидкостей средняя температура принимается равной температуре кипения, в остальных случаях — полусумме начальной и конечной температур, которые определяются при распределении тепловосприятий (см. гл. 5); ϵ — коэффициент загрязнения, (м²·K)/Вт, принимают по данным § 6.3; α_2 —

* Для однорядных подвесных труб по (4.38), при этом используя размеры объема газов перед трубами.

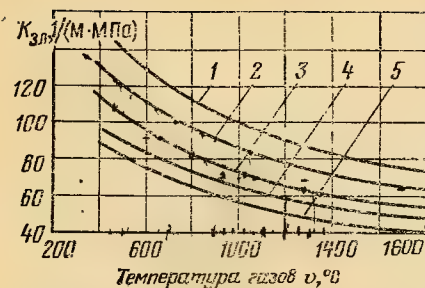


Рис. 6.13. Величина $k_{эл}$, входящая в коэффициент ослабления лучей золовыми частицами ($k_{эл}\mu_{эл}$):

1 — при сжигании пыли в циклонных топках; 2 — при сжигании углей, размолотых в паровых барабанных мельницах; 3 — при сжигании углей, размолотых в среднетонных и молотковых мельницах и мельницах-вентиляторах; 4 — при сжигании дробленки в циклонных топках и топлива в слоевых топках; 5 — при сжигании торфа в камерных топках

коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, который рассчитывается по формулам (6.18); B_p — расчетный расход топлива, $\text{кг}/\text{с}$ (§ 3.2); Q_6 — тепловосприятие поверхности нагрева, $\text{кДж}/\text{кг}$, определяемое из уравнения теплового баланса (§ 5.1) (теплота, воспринятая обогреваемой средой за счет охлаждения омывающих дымовых газов), по предварительно принятой конечной температуре одной из сред; $Q_{из}$ — теплота, воспринятая поверхностью нагрева излучением из топки или из объема газов перед поверхностью нагрева, $\text{кДж}/\text{кг}$ (гл. 5); F — поверхность нагрева, м^2 (см. гл. 5).

Удельная тепловая нагрузка $B_p Q/F$ рассчитываемой поверхности при определении температуры наружного слоя отложений выбирается из следующих рекомендаций. Для ширмовых поверхностей нагрева и фестонов (подвесных труб) тепловая нагрузка рассчитывается по известным значениям поверхности нагрева F_p , тепловосприятия Q и расхода топлива B_p .

Для конвективных пароперегревателей при их конструктивном расчете тепловая нагрузка $B_p Q/F$ может быть принята равной $(20 \div 30) \cdot 10^3 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Температура наружных загрязнений не уточняется, если погрешность предварительно принятой величины не превышает $\pm 15\%$.

Для фестонов, подвесных труб и экономайзеров температура загрязнений стенки

$$t_3 = t + \Delta t. \quad (6.42)$$

Для фестонов и подвесных труб, расположенных на выходе из топки, $\Delta t = 80^\circ\text{C}$.

Для одноступенчатых экономайзеров при $\vartheta' > 400^\circ\text{C}$, вторых ступеней двухступенчатых экономайзеров, переходных зон прямоточных паровых котлов при сжигании твердых и жидких топлив, при шахматном и коридорном расположении труб $\Delta t = 60^\circ\text{C}$.

Для первых ступеней двухступенчатых экономайзеров и одноступенчатых при $\vartheta' \leq 400^\circ\text{C}$, а также для шахматных и коридорных пучков при сжигании всех твердых и жидких топлив $\Delta t = 25^\circ\text{C}$.

При сжигании газа для всех поверхностей нагрева $\Delta t = 25^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи излучением рассчитывается только для вторых ступеней воздухоподогревателей.

* При приведенных значениях α_2 и $B_p Q/F$ обеспечивается надежная работа металла труб пароперегревателей.

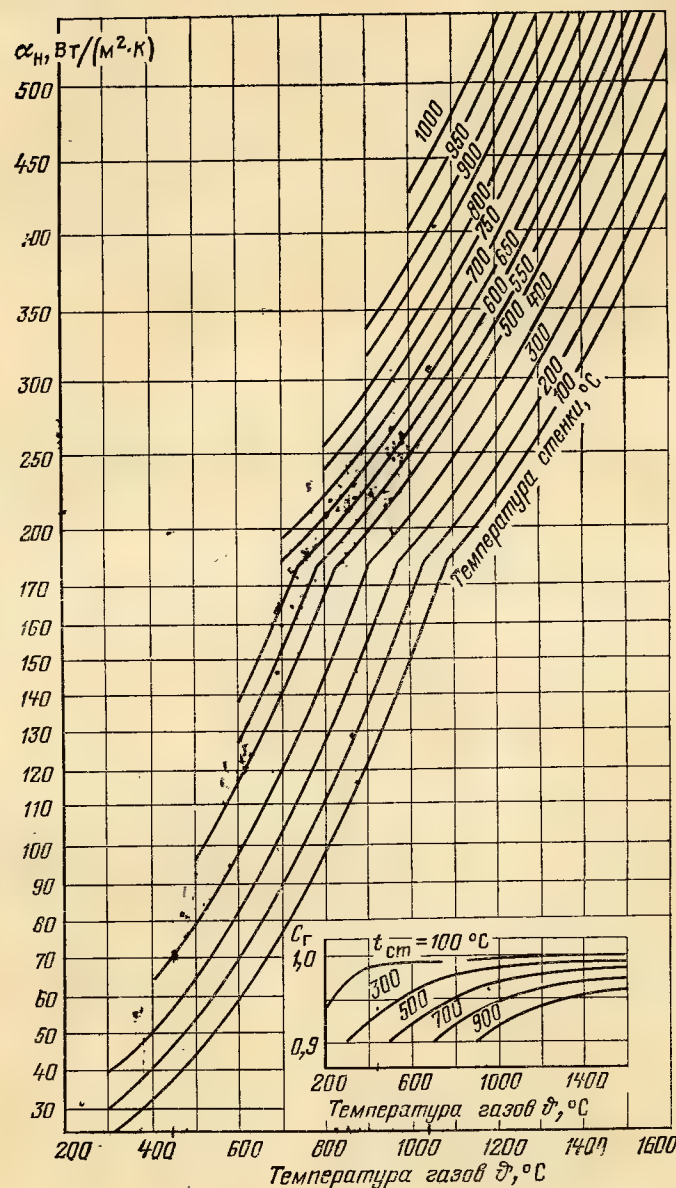


Рис. 6.14. Коэффициент теплоотдачи излучением: для запыленного потока дымовых газов $\alpha_{из} = \alpha_{из}^*$; для незапыленного $\alpha_{из} = \alpha_{из}^* \cdot C_t$

Температура стенки воздухоподогревателя принимается равной полусумме температур газов и воздуха.

Средняя температура наружных загрязнений принимается в качестве определяющей температуры лучевоспринимающей поверхности.

После нахождения температуры наружного слоя золовых отложений t_3 представляется возможным рассчитать по формулам (6.36) и (6.37) коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$. Для облегчения расчетов служат номограммы (рис. 6.14), построенные по указанным формулам. Далее находится коэффициент теплопередачи k [см. (6.2), (6.3) и табл. 6.1].

Излучение газовых объемов, расположенных перед конвективными пучками или между ними, может учитываться приближенно путем увеличения расчетного коэффициента теплоотдачи излучения пучка $\alpha_{л}$, Вт/(м²·К), по следующей формуле:

$$\alpha_{л}' = \alpha_{л} \left[1 + A \left(\frac{T_{к}}{1000} \right)^{0,25} \left(\frac{l_{об}}{l_{п}} \right)^{0,07} \right]. \quad (6.43)$$

где $l_{п}$ и $l_{об}$ — глубина (по ходу газов) рассчитываемого пучка и газового объема, м; $T_{к}$ — температура газов в объеме камеры (перед пакетом), К; A — коэффициент, равный 0,3 при сжигании газа и мазута, 0,4 при сжигании каменного угля и антрацитового штыба, 0,5 при сжигании бурого угля, сланцев и фрезерного торфа.

Теплота, переданная трубному пучку излучением газового объема, расположенного за пучком, незначительна и может не учитываться. Также может не учитываться излучение на ширмы газового объема, расположенного между ступенями ширм или за ширмами, так как коэффициенты теплового излучения в этих объемах и ширмах близки; то же относится к фестонам и подвесным трубам.

6.3. Коэффициенты загрязнения, тепловой эффективности и использования теплообменных поверхностей парового котла

Коэффициент загрязнения ϵ ширмовых поверхностей нагрева (см. табл. 6.1) при сжигании пылевидного топлива принимается в зависимости от свойств топлива (склонности к шлакованию) и средней температуры газов, омывающих ширмы (рис. 6.15).

При сжигании мазута ϵ принимается равным 0,0052 (м²·К)/Вт независимо от избытка воздуха в топке и содержания серы в мазуте. При сжигании газа $\epsilon=0$.

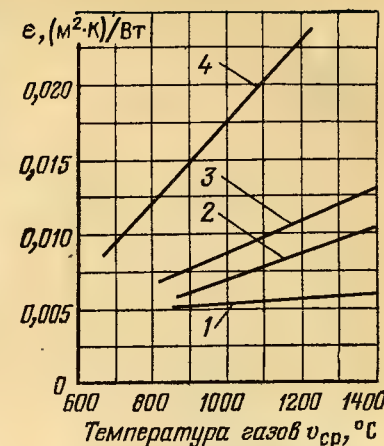
Если газ сжигают после мазута или пыли, то происходит частичная самоочистка поверхности нагрева. В этом случае коэффициент загрязнения следует принимать средним между значениями для мазута (пыли) и газа.

Коэффициент загрязнения ϵ для трубных пучков принимается в зависимости от рода сжигаемого топлива и его характеристик, расположения труб в пучке, а для шахматных пучков и в зависимости от скорости и температуры омывающих газов, и от фракционного состава золы.

При сжигании твердого топлива в коридорном расположении труб в пучке и для настенных труб ϵ принимается равным 0,0043 (м²·К)/Вт — см. (6.41).

Рис. 6.15. Коэффициент загрязнения ширмовых поверхностей нагрева:

1 — для нешлакующих углей типа экибастузских; 2 — для умеренношлакующих с очисткой поверхностей нагрева; 3 — для умеренношлакующих без очистки и сильношлакующих (типа фрезерного торфа и канско-ачинских углей) с очисткой; 4 — для сланцев северо-западных месторождений с очисткой



При сжигании твердого топлива в шахматном расположении труб (гладких и плавниковых) в пучке коэффициент загрязнения ϵ , который используется при расчете коэффициента теплопередачи (см. табл. 6.1), определяется по формуле

$$\epsilon = \epsilon_0 C_{фр} C_d + \Delta \epsilon, \quad (6.44)$$

где ϵ_0 — исходный коэффициент загрязнения, (м²·К)/Вт, зависит от скорости газов и относительного продольного шага труб и определяется по рис. 6.16; $C_{фр}$ — поправка на фракционный состав золы, характеризующий количеством частиц золы, имеющих размер более 30 мкм (значением R_{30}). Эта поправка определяется по формуле

$$C_{фр} = 1 - 1,18 \lg \frac{R_{30}}{33,7}. \quad (6.45)$$

При отсутствии надежных данных по фракционному составу золы эту поправку следует принять: для всех углей и сланцев $C_{фр}=1$; для торфа 0,7; C_d — поправка на диаметр (рис. 6.16); $\Delta \epsilon$ — поправка, зависящая от температуры газов, типа поверхности и сорта сжигаемого топлива, (м²·К)/Вт; принимается по табл. 6.3.

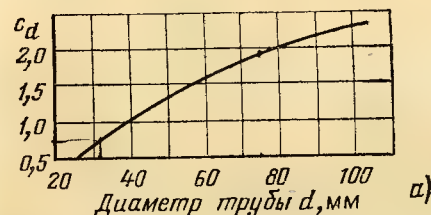


Рис. 6.16. Коэффициент загрязнения при сжигании твердого топлива для шахматных гладкотрубных и плавниковых пучков $\epsilon = \epsilon_0 C_{фр} C_d + \Delta \epsilon$, для углей и сланцев $C_{фр}=1$, для торфа 0,7, $\Delta \epsilon$ — см. табл. 6.3.

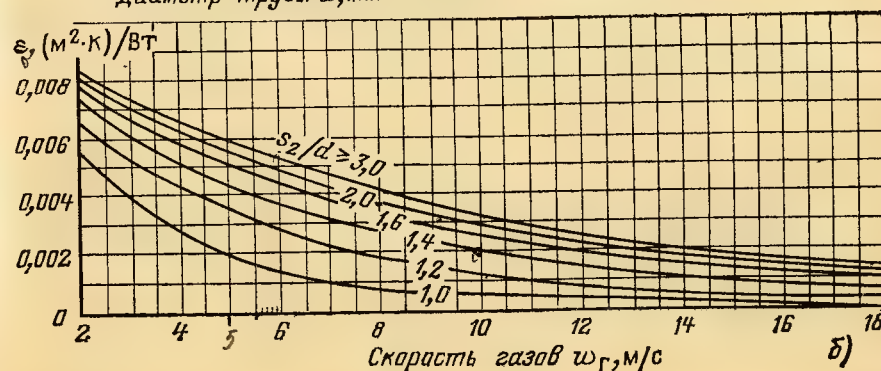


Таблица 6.3. Поправка $\Delta\epsilon$, ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт, к коэффициенту загрязнения

Поверхность нагрева	Топливо, дающее сыпучие отложения (в том числе АШ при $G_{\text{ув}} > 20\%$)	Антрацитовый штыб		Канско-ачинские угли*, сланцы* и фрезерный торф**
		с дробеочисткой	без дробеочистки	
Шахматные пучки пароперегревателей	0,0026	0,0026	0,0043	0,0034***
Вторые ступени экономайзеров, одноступенчатые экономайзеры при $\theta' > 400^\circ\text{C}$	0,0017	0,0017	0,0043	0,0026***
Первые ступени экономайзеров, одноступенчатый экономайзер и другие поверхности при $\theta' < 400^\circ\text{C}$	0	0	0,0017	0

* С дробеочисткой.

** Без дробеочистки.

*** При сжигании ирша-бородинских углей с полуразомкнутой или разомкнутой системой пылеприготовления $\Delta\epsilon$ снижают на 0,002.

При сжигании жидкого топлива, коридорном и шахматном расположении труб в пучке и для настенных труб коэффициент загрязнения ϵ принимается (ориентировочно) равным 0,0026 ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт.

При сжигании смеси топлив коэффициент загрязнения принимается по более загрязняющему топливу.

При поперечно-продольном омывании гладкотрубных пучков коэффициент загрязнения определяется отдельно для поперечно и продольно оmyваемых участков по средним скоростям газов в каждом из них. Коэффициент загрязнения продольно оmyваемых участков, а также температура стенки принимаются по тем же данным, что и при поперечном омывании.

При поперечно-продольном омывании ширм коэффициент загрязнения определяется отдельно для поперечно и продольно оmyваемых участков по средним температурам газов. Усреднение производится по формуле

$$1/\epsilon_{\text{ср}} = (1/(F_{\text{поп}} + F_{\text{пр}})) (F_{\text{поп}}/\epsilon_{\text{поп}} + F_{\text{пр}}/\epsilon_{\text{пр}}). \quad (6.46)$$

Коэффициент тепловой эффективности ψ , который используется при расчете коэффициента теплопередачи (см. табл. 6.1), для конвективных пароперегревателей и экономайзеров с коридорным расположением труб при сжигании твердого топлива принимается в соответствии с табл. 6.4.

Фестоны котлов большой мощности и развитые котельные пучки котлов малой мощности при сжигании всех видов топлива рассчитываются также по коэффициентам тепловой эффективности; их значения зависят от вида твердого топлива и принимаются согласно табл. 6.4.

При сжигании мазутов все поверхности нагрева рассчитываются по коэффициентам тепловой эффективности.

При работе паровых котлов с избытками воздуха $\alpha''_{\text{т}} > 1,03$ коэффициент тепловой эффективности принимается по табл. 6.5.

Таблица 6.4. Коэффициенты тепловой эффективности при сжигании твердых топлив

Марка топлива	Необходимость очистки	Коэффициент тепловой эффективности ψ
АШ и тощие угли	Требуется	0,60
Каменные, бурые угли (кроме канско-ачинских), промежуточные продукты каменных углей	То же	0,65
Подмосковный уголь	Не требуется	0,70
Бурые угли Канско-Ачинского месторождения, фрезерный торф и древесное топливо	Требуется	0,60*
Сланцы (северо-западные, кашпирские)	То же	0,50

* При сжигании ирша-бородинских углей в котлах с полуразомкнутой схемой пылеприготовления коэффициент эффективности принимается равным 0,65.

Таблица 6.5. Коэффициент тепловой эффективности при сжигании мазута и газа

Поверхность нагрева	Скорость газов $w_{\text{г}}$, м/с	Коэффициент тепловой эффективности ψ^*
<i>При сжигании мазута</i>		
Пароперегреватели в конвективной шахте при очистке дробью; коридорные поверхности в горизонтальном газоходе без очистки. Котельные пучки котлов малой мощности, фестоны	4—12; 12—20	0,65—0,6; 0,6
Переходные зоны, первые и вторые ступени экономайзеров с очисткой дробью	4—12; 12—20	0,7—0,65; 0,65—0,6
Экономайзеры котлов малой мощности (при температуре воды на входе 100°C и ниже)	4—12	0,55—0,5
<i>При сжигании газа</i>		
Пароперегреватели, переходные зоны, вторые ступени экономайзеров и другие поверхности нагрева при $\theta' > 400^\circ\text{C}$ (гладкие и плавниковые трубы)	Для любых скоростей	0,85
Первые ступени экономайзеров, одноступенчатые экономайзеры при $\theta' \leq 400^\circ\text{C}$ (гладкие и плавниковые трубы)	Для любых скоростей	0,9

* Большие значения ψ соответствуют меньшим скоростям газов.

При сжигании мазута с избытками воздуха $\alpha''_{\text{т}} \leq 1,03$ и очистке поверхностей нагрева дробью коэффициент тепловой эффективности для всех поверхностей нагрева увеличивается по сравнению с данными табл. 6.5 на 0,05; при сжигании мазута с малыми избытками воздуха ($\alpha''_{\text{т}} \leq 1,03$), но без дробевой очистки коэффициент тепловой эффективности принимается также по табл. 6.5.

При вводе в мазут твердых присадок (магнезита, доломита) с целью уменьшения коррозии поверхности нагрева коэффициент эффективности вторых ступеней экономайзеров, переходных зон и пароперегревателей в связи с ростом загрязнений должен быть снижен на 0,05. При вводе жидких присадок коэффициент эффективности для поверхностей нагрева (см. табл. 6.5) не изменяется.

При сжигании мазута коэффициент тепловой эффективности поверхностей

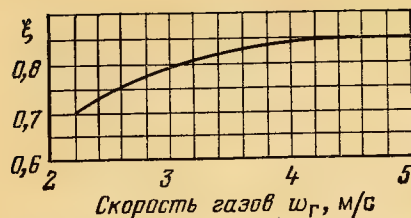


Рис. 6.17. Коэффициент использования ширмовых поверхностей нагрева

нагрева высоконапорного котла, имеющего регулярную обдувку, также принимается по табл. 6.5 (только при $\alpha_t'' \leq 1,03$ увеличивается на 0,05).

При сжигании газа после мазута коэффициент тепловой эффективности следует принимать средним между значениями для газа и мазута; при сжигании газа после твердого топлива (без остановки котла на чистку) — по твердому топливу.

При сжигании смеси топлив коэффициент тепловой эффективности принимают по более загрязняющему топливу.

При поперечно-продольном омывании гладкотрубного пучка коэффициент тепловой эффективности определяют отдельно для поперечно и продольно оmyваемых участков по средним скоростям газов в каждом из участков. Коэффициент тепловой эффективности продольно оmyваемых участков, а также температура стенки принимаются по тем же данным, что и при поперечном оmyвании.

Коэффициент использования ξ поверхности нагрева, значение которого входит в коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи (табл. 6.1), определяется родом сжигаемого топлива, типом поверхности нагрева, скоростью и температурой оmyвающих дымовых газов.

Для ширм, расположенных в верхней части топки и на повороте газов в конвективные газоходы, коэффициент использования ξ принимается в зависимости от средней скорости (при $w_r \geq 4$ м/с $\xi = 0,85$) дымовых газов (рис. 6.17).

Ширмы, расположенные в верхней части топки на стороне, противоположной газовому окну, и занимающие часть сечения, рассчитываются вместе с топкой. При отдельном расчете (например, для определения температуры стенки) ступени ширм, свисающих над топкой и удаленных от газового окна, коэффициент использования снижается до 0,6 вследствие плохого оmyвания газами.

Усреднение коэффициентов использования при поперечно-продольном оmyвании ширм производится пропорционально поверхности нагрева отдельных участков с использованием формулы (6.46).

Коэффициент использования для трубчатых воздухоподогревателей при движении продуктов сгорания в трубах и выполнении воздухоподогревателей из отдельных кубов (но не при устаковке промежуточных трубных досок в пределах куба), а также для чугунных ребристых воздухоподогревателей принимается по табл. 6.6.

Коэффициент использования для регенеративных вращающихся воздухоподогревателей для всех топлив (твердого, газа, мазута) принимается по табл. 6.6.

При наличии межходовых промежуточных трубных досок в пределах секции, из-за которых имеют место перетоки воздуха между ходами, коэффициент использования снижается по отношению к значениям, приведенным в таблице, следующим образом: на 0,15 в двухходовой ступени с одной и в трехходовой ступени с двумя промежуточными трубными досками; на 0,05 в трехходовой ступени при одной промежуточной трубной доске между любыми ходами и в

Таблица 6.6. Коэффициент использования воздухоподогревателей ξ

Вид топлива	Тип воздухоподогревателя					
	Трубчатый без промежуточных трубных досок		Регенеративный вращающийся		Стеклянный	Чугунный (ребристый)
	„Холодная“ ступень, одноступенчатый	„Горячая“ ступень	при $\Delta\alpha_{вп} \geq 0,2$	при $\Delta\alpha_{вп} < 0,20$		
АШ, фрезерный торф	0,90	0,75	0,80	0,90	0,70	0,75
Мазут, древесное топливо	0,85	0,90	0,80	0,90	0,70	0,70
Остальные топлива	0,90	0,90	0,80	0,90	0,70	0,80

Примечание. При сжигании фрезерного торфа применение чугунных ребристых воздухоподогревателей не рекомендуется.

четырехходовой при двух промежуточных трубных досках между любыми ходами.

Коэффициенты использования воздухоподогревателей при сжигании сернистого мазута снижаются на 0,05 против указанных выше в следующих случаях: для регенеративных воздухоподогревателей при среднеарифметической температуре воздуха и газов менее 100 °С, для трубчатых при температурах воздуха на входе в воздухоподогреватель ниже 90 °С при сжигании с коэффициентом избытка воздуха $\alpha_t'' \leq 1,03$ и ниже 110 °С при $\alpha_t'' > 1,03$.

При выполнении первого по воздуху хода в трех- и четырехходовой ступенях в виде сменяемых секций со значительно уменьшенной по сравнению с последующими ходами поверхностью коэффициенты использования хода и остающейся части ступени принимаются по приведенным выше рекомендациям в зависимости от конструктивной схемы рассчитываемой части.

6.4. Расчет температурного напора в поверхностях нагрева

Усредненная по всей поверхности нагрева разность температур, участвующих в теплообмене сред, т. е. температурный напор, зависит от взаимного направления движения сред и от их температур. При неизменной температуре одной из сред в пределах поверхности влияние на температурный напор взаимного движения сред отсутствует.

Определение температурного напора для всей поверхности нагрева по конечным температурам сред, согласно изложенной далее методике, возможно с достаточной точностью только для поверхностей, в пределах которых суммарная теплоемкость (или водяные эквиваленты, т. е. произведения расхода среды на теплоемкость) изменяется незначительно (это имеет место в пределах отдельных частей пароперегревателя, в «некипящем» экономайзере, воздухоподогревателе).

При значительном изменении теплоемкости одной из сред в пределах поверхности (например, пароперегреватель с давлением рабочей среды выше 12,5 МПа и высокой начальной влажностью пара, переходные зоны, «кипящие» экономайзеры) температурный напор должен рассчитываться для отдельных участков с практически постоянной теплоемкостью, с последующим усреднением температурных напоров участков для получения температурного напора для всей поверхности [усреднение производится по тепловосприятиям (6.55)].

При движении обогревающей и обогреваемой сред в пределах поверхности нагрева параллельно и навстречу друг другу (*противоточная схема*), параллельно и в одном направлении (*прямоточ-*

ная); с взаимным перекрещиванием направлений потоков обеих сред (*перекрестный ток*), с числом ходов более четырех, а также тогда, когда температура одной из сред постоянная, температурный напор определяется как среднелогарифмическая разность температур, °C,

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} \quad (6.47)$$

где Δt_6 и Δt_M — большая и меньшая разности температур теплообменивающихся сред на границах поверхности, °C.

Для указанных схем в случае, когда $\Delta t_6/\Delta t_M \leq 1,7$, температурный напор может быть определен более просто как среднеарифметическая разность температур (при этом ошибка в расчете не превышает 4 %):

$$\Delta t = (\Delta t_6 + \Delta t_M)/2 = \vartheta - t, \quad (6.48)$$

где ϑ и t — средние температуры сред в пределах поверхности, °C.

Наибольший возможный температурный напор достигается при противотоке, наименьший — при прямотоке; при прочих схемах включения получают промежуточные значения.

В современных паровых котлах схемы включения теплообменных поверхностей более сложные, чем чистый противоток или прямоток. Встречаются схемы с параллельным и перекрестным током. Первые включают схемы с последовательно и параллельно смешанными токами.

Температурный напор для любой сложной схемы, если $\Delta t_{\text{прм}}/\Delta t_{\text{прт}} \geq 0,92$, определяется как среднеарифметическое значение:

$$\Delta t = (\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}})/2, \quad (6.49)$$

где $\Delta t_{\text{прм}}$ и $\Delta t_{\text{прт}}$ — средние температурные напоры, рассчитанные по конечным температурам сред для всей поверхности при выполнении ее по прямотоку и противотоку.

В случае если температурные напоры, рассчитанные для прямотока и противотока, значительно различаются ($\Delta t_{\text{прм}}/\Delta t_{\text{прт}} < 0,92$), то средний температурный напор поверхности определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}, \quad (6.50)$$

где ψ — коэффициент перехода от противоточной схемы к сложной, определяемый по номограмме в зависимости от схемы включения и температур сред.

В схеме с *последовательно-смешанным* током (рис. 6.18) поверхность состоит из двух участков, включаемых по обеим средам последовательно, но при переходе из одного участка ко второму меняется взаимное движение сред. Такие схемы часто используются в компоновках пароперегревателей и экономайзеров.

Коэффициент ψ для этих схем определяется по номограмме (рис. 6.19), при пользовании которой необходимо вычислить три безразмерных параметра:

$$A = H_{\text{прм}}/H; \quad P = \tau_2/(\vartheta' - t'); \quad R = \tau_1/\tau_2, \quad (6.51)$$

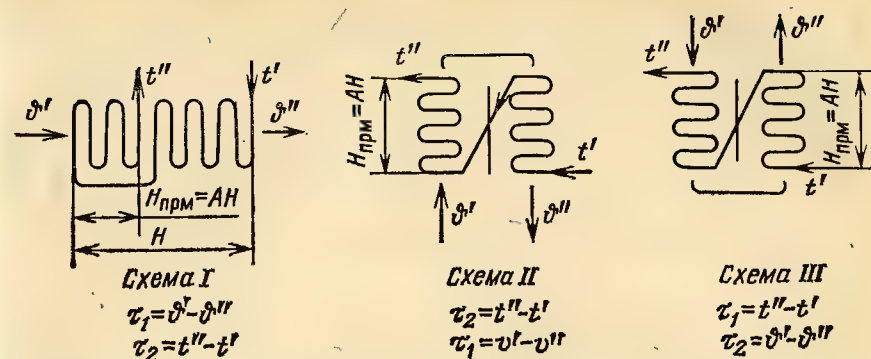


Рис. 6.18. Схемы поверхностей с последовательно-смешанным током

где $H_{\text{прм}}$, H — поверхности нагрева прямоточного участка и полная, м²; τ_1 и τ_2 — полные перепады температур по каждой среде, °C (рис. 6.18).

Кривые, приведенные на номограмме (рис. 6.19), нельзя экстраполировать. В случае если параметры A , P , R выходят за пределы номограммы или включение поверхности не соответствует приведенным на рис. 5.18 схемам, температурный напор для обоих участков рассчитывается отдельно.

Схемы с *параллельно-смешанным* током предусматривают включение участков поверхности нагрева последовательно по одной среде и параллельно по другой (рис. 6.20).

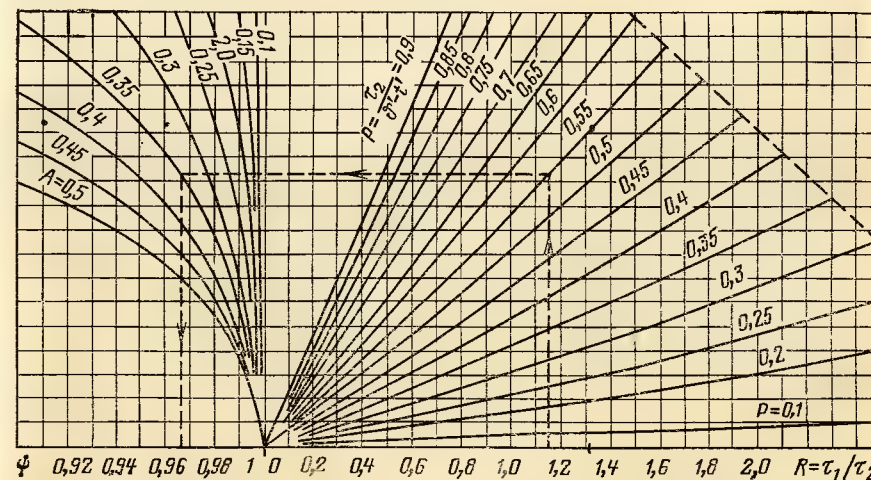


Рис. 6.19. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при последовательно-смешанном токе ($\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}$):

A — отношение поверхности нагрева участка с прямотоком к полной поверхности нагрева для схем с последовательно-смешанным током, отличающихся от указанных на рис. 6.18, номограмма неприменима

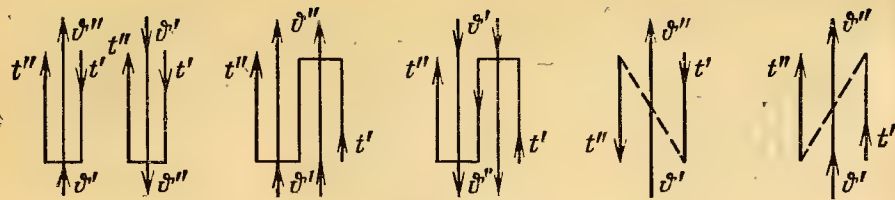


Рис. 6.20. Схемы поверхностей с параллельно-смешанным током

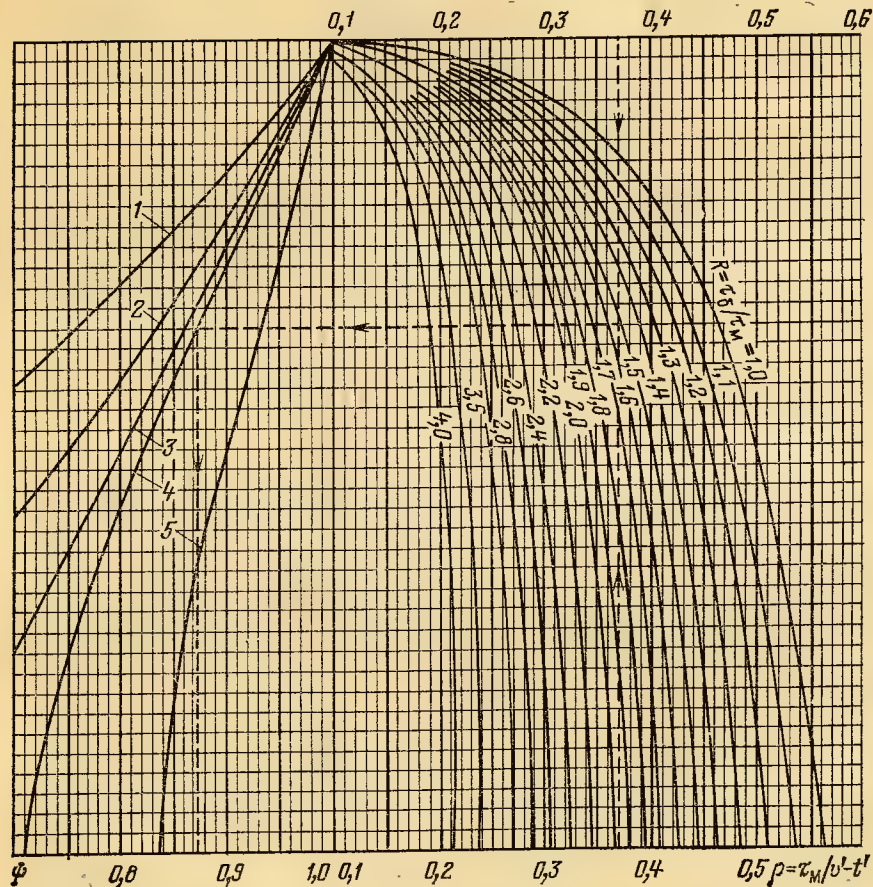


Рис. 6.21. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при параллельно-смешанном токе ($\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}$):

1 — оба хода многоходовой среды прямоточные; 2 — три хода многоходовой среды; два — прямоточные и один противоточный; 3 — два хода многоходовой среды: один противоточный и один прямоточный (безразлично, первый или второй) или для схем с любым четным количеством ходов при равном количестве противоточных и прямоточных; 4 — три хода многоходовой среды: два противоточных и один прямоточный; 5 — оба хода многоходовой среды, противоточные по отношению к одноходовой среде

Для определения коэффициента ψ служит номограмма, на которой каждая из кривых левой половины номограммы соответствует определенной схеме включения (рис. 6.21). Для схем с нечетным числом ходов (больше трех) коэффициент ψ принимается равным полусумме значений ψ , определяемых по кривым 3 и 2 или 3 и 4 в зависимости от того, каких ходов больше — прямоточных или противоточных.

Для пользования номограммой необходимо вычислить два безразмерных параметра:

$$P = \tau_m / (\theta' - t'); R = \tau_6 / \tau_m, \quad (6.52)$$

где θ' и t' — температуры сред на входе в поверхность, °C; τ_6 — изменение (перепад) температуры при прохождении поверхности нагрева той среды, у которой оно большее, °C; τ_m — изменение температуры второй среды, °C.

Номограмма может быть использована: в случае полного перемешивания одноходовой среды или при наличии перегородки, разделяющей одноходовую среду; при равенстве поверхностей нагрева разных ходов или при $0,7 \leq H_{\text{прт}}/H_{\text{прм}} < 1,5$. Во всех остальных случаях температурный напор рассчитывается отдельно для каждой части.

В схеме с перекрестным током* (рис. 6.22) направления потоков обеих сред взаимно перекрещиваются. Температурный напор для перекрестного тока зависит от количества ходов, общего взаимного направления потоков сред (прямоток или противоток), схемы соединения между ходами по среде, изменяющей направление движения, и условий перемешивания сред в пределах ходов и между ними.

При определении температурных напоров принято, что обе среды в пределах одного хода не перемешиваются. Среда, движущаяся без изменения направления между ходами (обычно греющая), не перемешивается. Это условие смешения принято для расчета всех схем перекрестного тока за исключением четырехкратного (схема С), для которого условия перемешивания обеих сред между ходами практически не влияют на температурный напор. Для четырехкратного перекрестного тока (схема С) принято полное перемешивание обеих сред.

Среда, изменяющая направление движения между ходами (обычно нагреваемая), перемешивается в большей или меньшей степени в зависимости от того, разделены ли повороты корпуса на параллельные каналы, и от количества этих каналов. При перекрестном токе по схеме С перемешивание между ходами этой среды увеличивает температурный напор, а при схеме Z уменьшает его. Влияние перемешивания среды при схеме Z значительно больше, чем при схеме С.

Примеры схем перекрестного тока при различных условиях перемешивания сред, имеющие практическое значение, приведены на рис. 6.22.

Для двукратного перекрестного тока (схема С) и трехкратного (схемы С, ZC и CZ) разность коэффициентов ψ для случаев полного перемешивания и неперемешивания обогреваемой среды не превышает 0,03. Для этих схем в номограмме (рис. 6.23) приводятся усредненные кривые для любых условий перемешивания обогреваемой среды. При двукратном перекрестном токе (схема Z) применение перепускных поворотных коробов без деления на каналы не рекомендуется, поэтому случай полного перемешивания среды, изменяющей направление движения, не рассматривается. Для двукратного перекрестного тока (схема Z) рассматриваются схемы с двумя, тремя и четырьмя параллельными каналами при полном перемешивании среды внутри отдельных каналов. Деление на два канала существенно повышает ψ по сравнению со случаем полного

* Схемы, у которых число ходов не превышает четырех; при большем числе ходов они рассматриваются как противоток или прямоточные.

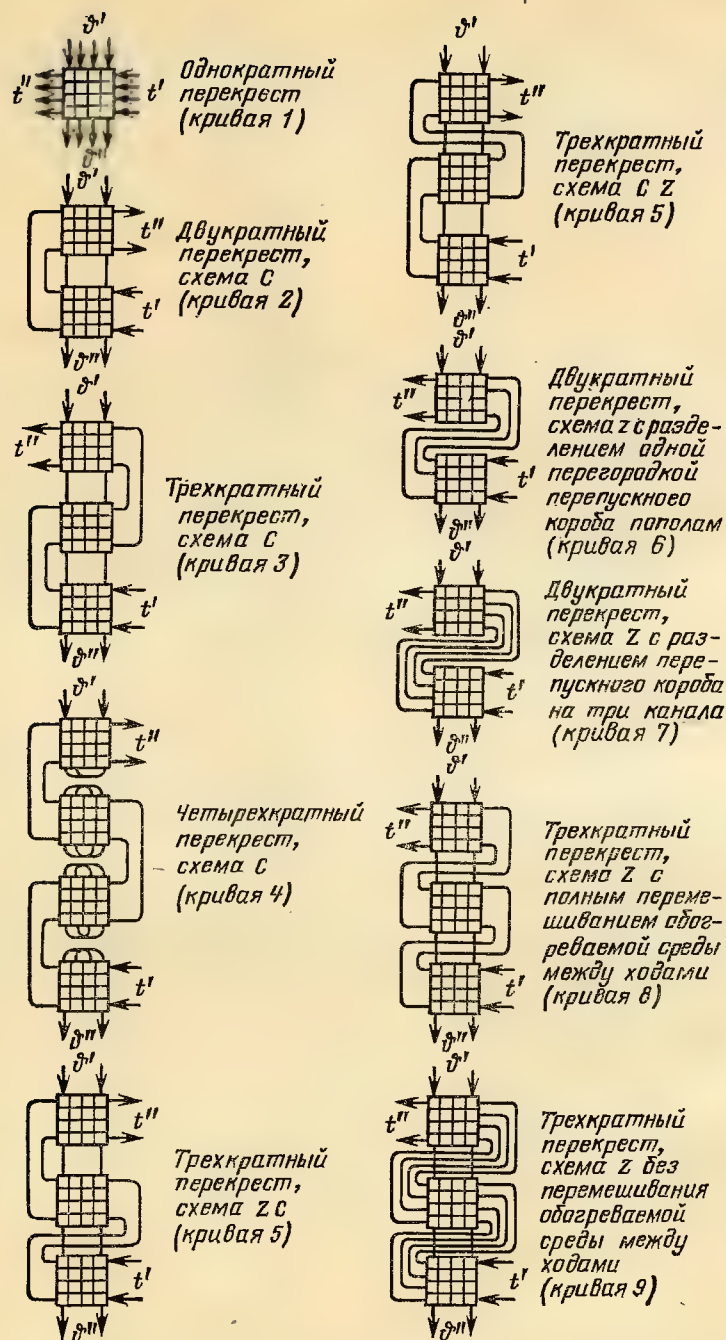


Рис. 6.22. Схемы с перекрестным током (указаны кривые рис. 6.23)

перемешивания; деление на три и более каналов приближает ψ практически к значениям, имеющим место при отсутствии перемешивания обогреваемой среды. Для трехкратного перекрестного тока (схема Z) принято как полное перемешивание, так и отсутствие перемешивания среды между ходами. Влияние деления перепусковых коробов на каналы аналогично случаю двукратного перекрестного тока (схема Z).

Коэффициент ψ для схем C и комбинированных CZ определяется по сплошным линиям номограммы (см. рис. 6.23), а для схем Z — по пунктирным. Кривые нижней половины этой номограммы соответствуют различным схемам, показанным на рис. 6.22.

Для пользования номограммами предварительно вычисляются те же безразмерные параметры, что и при параллельно-смешанном токе.

Номограмма (см. рис. 6.23) пригодна для расчета схем при общем противоточном взаимном направлении потоков.

При общем прямоточном направлении температурный напор может быть ниже, чем при чистом прямотоке из-за того, что на отдельных участках температура обогреваемой среды выше, чем греющей, и имеет место обратная отдача теплоты. Поэтому для таких схем температурный напор рассчитывается графоаналитическим методом.

Номограммой можно пользоваться и в случае различия теплообменных поверхностей отдельных ходов (не более чем на 20%) при значении для всей поверхности $\psi \geq 0.9$. В противном случае расчет температурного напора выполняется графоаналитическим методом.

В тех редких случаях, когда схема включения поверхности нагрева отличается от рассмотренных и не выполняется условие $\Delta t_{\text{прм}} \geq 0.92 \Delta t_{\text{прт}}$, расчет температурного напора производится по участкам; при этом коэффициент теплопередачи принимается одинаковым для всех участков.

Для определения температурного напора по участкам необходимо задаться промежуточной температурой одной из сред, затем по уравнениям теплового баланса рассчитать соответствующую температуру второй среды.

Правильность подбора промежуточных температур проверяется соотношением

$$Q_1/Q_2 = \Delta t_1 F_1 / (\Delta t_2 F_2), \quad (6.53)$$

где Q_1, Q_2 — тепловосприимчивости участков, рассчитанные без учета излучения из топки, кДж/кг; F и Δt — поверхности нагрева, м², и температурные напоры участков, °C.

Температурный напор для всей поверхности определяется усреднением напоров по участкам

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\Delta t_1 F_1 + \Delta t_2 F_2) / (F_1 + F_2). \quad (6.54)$$

При значительном изменении теплоемкости одной из сред в пределах рассчитываемой поверхности или изменении ее агрегатного состояния температурные напоры определяются для каждого участка, в пределах которого суммарная теплоемкость принимается постоянной, с последующим усреднением этих напоров в целом по поверхности:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1/\Delta t_1 + Q_2/\Delta t_2}. \quad (6.55)$$

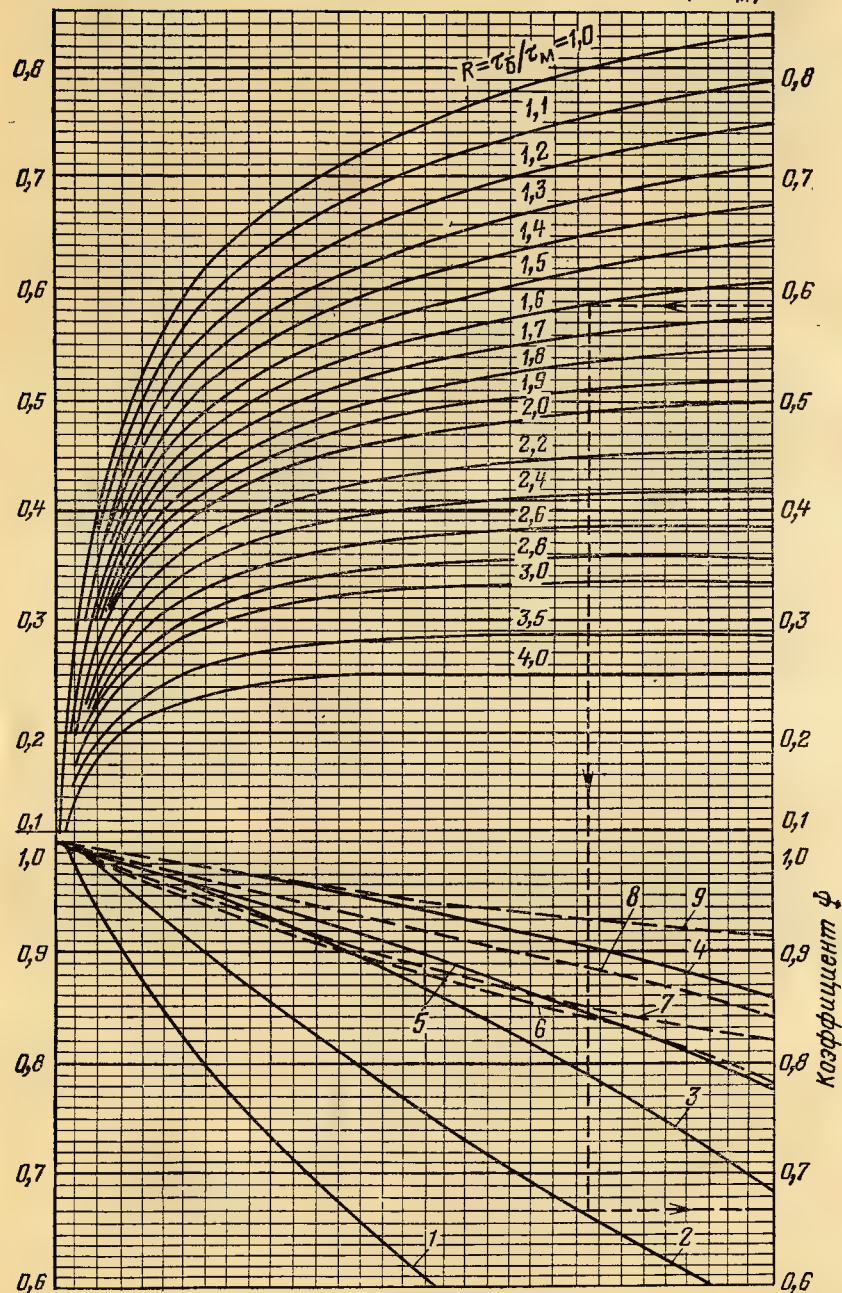
Для «кипящих» экономайзеров при паросодержании на выходе $x \leq 30\%$ расчет температурного напора выполняется по условной температуре на выходе из экономайзера

$$t_{\text{усл}} = t_{\text{кип}} + \Delta h_{\text{п}} / 8.4, \quad (6.56)$$

где $t_{\text{кип}}, h_{\text{кип}}$ — температура, °C, и энтальпия, кДж/кг, кипящей воды при давлении на выходе из экономайзера (давление принимается равным давлению в барабане); $\Delta h_{\text{п}} = h''_{\text{ск}} - h_{\text{кип}}$ — количество теплоты, затраченной на парообразование, кДж/кг; $h''_{\text{ск}}$ — энтальпия пароводяной смеси на выходе из экономайзера, кДж/кг.

Указанный способ расчета температурного напора неприменим, если раз-

$$p = \tau_m / (t' - t'')$$



ность температур газов и воды на «холодном» конце экономайзера (или его ступени) меньше 80 °С (при давлении рабочей среды больше 1,4 МПа и температуре воды на входе в экономайзер больше 180 °С). В этом случае температурный напор рассчитывается по участкам.

Для пароперегревателей, на входе в которые поступает влажный пар (после увлажнения в парохладителе), температурный напор рассчитывается без учета этого обстоятельства, если соблюдается условие

$$\frac{(1-x)r}{h_{п.п} - h_x} \leq 0,12, \quad (6.57)$$

где $1-x$ — влажность поступающего пара; r , $h_{п.п}$, h_x — теплота испарения и энтальпии перегретого и влажного пара, кДж/кг.

Если условие (6.57) не соблюдается, необходимо температурный напор рассчитывать по участкам, а затем усреднять по формуле (6.55).

Глава седьмая

ПОВЕРОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВОГО КОТЛА

7.1. Общие положения

По принятой конструкции и геометрическим характеристикам поверхностей котла (диаметрам, шагам труб, их расположениям, поверхностям нагрева, проходным сечениям и др.) для заданной нагрузки и используемого топлива определяются тепловые потери, коэффициент полезного действия, расход топлива, скорости рабочей среды, воздуха, дымовых газов, коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи. Неизвестными являются не только промежуточные температуры воздуха и дымовых газов, но и конечные температуры уходящих газов, горячего воздуха и перегретого пара, которыми приходится предварительно задаваться и которые необходимо уточнять путем последовательных приближений как по отдельным поверхностям, так и по котлу в целом.

В соответствии с рекомендациями выбирают коэффициенты избытка воздуха в топке и присосы воздуха по газоходам, рассчитывают объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания, определяют КПД котла $\eta_{ка}$, а с использованием его значения — расход топлива B . При этом для расчета потерь теплоты с уходящими газами q_2 предварительно задаются температурой уходящих газов $t_{ух}$.

При поперечном тепловом расчете топочной камеры известны ее объем, лучевоспринимающая поверхность, степень экранирования. Расчетом определяется температура газов на выходе из топки.

После завершения расчета топки рассчитывают конвективные поверхности в последовательности, соответствующей движению газов от топки до экономайзера. Для этого оценивают неизвестную конечную энтальпию одной из сред и с помощью соответствующих уравнений теплового баланса определяют по известной и принятой энтальпиям тепловосприимчивости поверхности Q_6 , а также энтальпию второй среды; далее находят температуры сред. По температурам сред и скоростям рассчитывают коэффициент теплопередачи, температурный напор, а по уравнению теплообмена — тепловосприимчивость Q_7 . Расчет повторяется до получения близких значений обоих тепловосприимчивостей Q_6 и Q_7 (гл. 5).

При двухступенчатой компоновке хвостовых поверхностей нагрева необходимо задаться температурой воды на выходе из экономайзера. По температуре

Рис. 6.23. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при перекрестном токе ($\Delta t = \psi \Delta t_{прт}$):

1 — однократный перекрест; 2 — двукратный перекрест, схема С; 3 — трехкратный перекрест, схема С; 4 — четырехкратный перекрест, схема С; 5 — трехкратный перекрест, схемы СЗ и ЗС; 6 — двукратный перекрест, схема З с разделением перепускного короба пополам; 7 — двукратный перекрест, схема З с разделением перепускного короба на три и более канала; 8 — трехкратный перекрест, схема З с полным перемешиванием обогреваемой среды между ходами; 9 — трехкратный перекрест, схема З без перемешивания обогреваемой среды между ходами

газов на входе и температуре воды на выходе рассчитывают вторую (по ходу воды) ступень экономайзера. Затем по выбранной температуре горячего воздуха и температуре газов на входе рассчитывают вторую (по ходу воздуха) ступень воздухоподогревателя. После этого рассчитывают первую ступень экономайзера (по известным входным температурам воды и газов) и первую ступень воздухоподогревателя (по известной из расчета предыдущей поверхности температуре газов и выбранной температуре воздуха на входе).

Завершающим этапом является расчет температур уходящих газов $\vartheta_{уx}$ и горячего воздуха $t_{г.в}$ методом последовательных приближений.

7.2. Определение расчетных характеристик котла при частичных нагрузках

При снижении паропроизводительности котла от 70 до 50% и работе на твердом топливе коэффициент избытка воздуха в топке повышается и его значение определяется как

$$\alpha''_{т,D} = \alpha''_т + (0,7 - D/D_n). \quad (7.1)$$

При работе на газе и мазуте в интервале нагрузок 50—30%

$$\alpha''_{т,D} = \alpha''_т + 0,5(0,5 - D/D_n), \quad (7.2)$$

где D_n — номинальная паропроизводительность котла, кг/с.

При растопке котла на мазуте или газе следует принимать повышенные коэффициенты избытка воздуха ($\alpha''_т = 3$).

При сжигании твердого топлива в топках с твердым шлакоудалением в интервале нагрузок 100—70% номинальной потеря теплоты с механическим недожогом принимается по данным табл. 3.1, при дальнейшем снижении нагрузки (менее 70% D_n) q_4 возрастает, достигая при $D = 0,5D_n$ 1,5 q_4 табличного значения (для фрезторфа и сланцев изменения незначительны). Потери теплоты с химическим недожогом при сжигании газа и мазута принимаются по данным табл. 4.6 для нагрузок 100—50% (при $\alpha''_т = 1,02 \div 1,1$), потери с механическим недожогом малы и не учитываются.

Потери теплоты от наружного охлаждения q_5 при нагрузках 100—75% выбираются по данным (3.11) (при производительности котла или корпуса при двухкорпусном исполнении $D_n > 900$ т/ч — q_5 принимается равным 0,2%). При нагрузках, отличающихся от номинальной более чем на 25%, q_{5D} , %, определяется по формуле

$$q_{5D} = q_5 \frac{D_n}{D}. \quad (7.3)$$

Потери теплоты со шлаком $q_{6шл}$ можно считать независимыми от нагрузок.

Потери теплоты с уходящими газами q_2 рассчитываются по энтальпии уходящих газов $H_{уx}$, кДж/кг, кДж/м³, что определяется методом последовательных приближений. Для ускорения расчета можно оценить температуру уходящих газов с помощью следующей эмпирической зависимости:

$$\vartheta_{уx,D} = \vartheta_{уx,n} \sqrt[4]{D/D_n}, \quad (7.4)$$

где $\vartheta_{уx,n}$ — температура уходящих газов при номинальной нагрузке, значение которой предварительно оценивается табл. 1.6 и уточ-

няется в процессе выполнения поверочного теплового расчета, °С. Аналогично оценивается температура горячего воздуха, который используется при расчете топки,

$$t_{г.в,D} = t_{г.в,n} \sqrt[3]{D/D_n}. \quad (7.5)$$

При частичных нагрузках температура питательной воды, параметры пара на входе в промежуточный перегреватель отличаются от таковых для номинальной нагрузки. Их значения следует уточнять по результатам расчета тепловой схемы блока.

7.3. Указания по выполнению поверочного теплового расчета

При поверочном расчете топочной камеры определяется температура газов на выходе из топки, значением которой следует предварительно задаться (например, 900—1200 °С). Расчет полного тепловыделения в топке и определение теоретической температуры горения производится по методике, изложенной для конструктивного расчета (гл. 4).

Температура на выходе из топки рассчитывается по формуле

$$\vartheta_{т''} = \frac{T_a}{M \left(\frac{5,67 \varphi_{cp} F_{ст} a_T T_a^3}{10^{11} \varphi B_p V c_{cp}} \right)^{0,6}} - 273, \quad (7.6)$$

где $V c_{cp}$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания, определяемая по адиабатной и предварительно принятой температуре газов на выходе, кДж/(кг·К), кДж/(м³·К),

$$V c_{cp} = (Q_T - H''_T) / (\vartheta_a - \vartheta''_T). \quad (7.7)$$

Если полученная расчетом температура газов на выходе из топки отличается от предварительно принятой более чем на 100 °С, то необходимо сделать второе приближение; при этом в формуле (7.6) надо использовать температуру, полученную в первом приближении.

Вместо формулы (7.6) можно пользоваться номограммой (рис. 4.4), если предварительно подсчитать удельное тепловыделение топки $B_p Q_T / F_{ст}$. Единицы величин, входящих в формулы (7.6) и (7.7), представлены в гл. 4.

Полученная температура газов оценивается по условиям предотвращения шлакования конвективных поверхностей согласно рекомендациям гл. 4.

Работа котла с температурой газов на выходе из топки, превышающей допустимую по условиям шлакования, не разрешается. Поэтому, если такое превышение обнаружено расчетом, необходимо предусмотреть конструктивные мероприятия по снижению температуры газов на выходе из топки (например, рециркуляцию газов).

В заключение расчета топочной камеры определяется видимое теплонапряжение топочного объема q_v , кВт/м³ (4.5), которое сравнивается с рекомендуемыми допустимыми значениями (см. табл. 4.6). Значительное превышение расчетного q_v над табличным

(на 10—20%) приводит к увеличению топочных потерь q_3, q_4 , что трудно оценить. В этом случае следует увеличить объем топки до минимально допустимого и повторить расчет топки.

При поверочном расчете отдельных поверхностей нагрева горизонтального газохода и конвективной шахты известны температура и энтальпия каждой из теплообменивающихся сред только на одном конце поверхности. Для определения неизвестных энтальпий обеих сред на другом конце поверхности предварительно оценивают конечную температуру и энтальпию одной из сред и затем с помощью уравнений теплового баланса определяют тепловосприятие поверхности и конечную энтальпию второй среды.

При расчете конвективных поверхностей предварительно оценивается неизвестная энтальпия одной из сред. С помощью уравнений теплового баланса (5.5)—(5.8) определяется неизвестная энтальпия второй среды, а по энтальпиям сред — температуры. Далее, в соответствии с общими положениями (см. гл. 5), по уравнению теплообмена определяют тепловосприятие поверхности нагрева, отнесенное к 1 кг (m^3) топлива.

Полученное из уравнения теплообмена (6.1) тепловосприятие Q_T сравнивается с тепловосприятием Q_6 , определенным по уравнениям баланса (5.5) и (5.8),

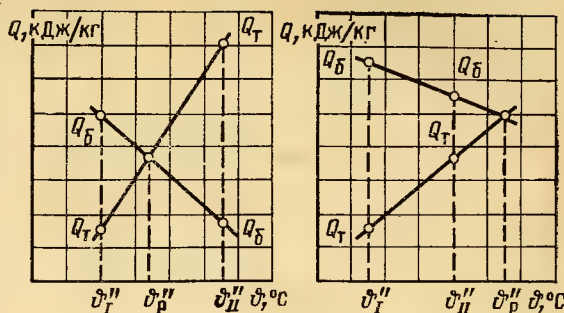
$$|\delta Q| = \frac{|Q_T - Q_6|}{Q_6} \cdot 100. \quad (7.8)$$

Расчет поверхности считается законченным, если $|\delta Q| \leq 2\%$ (для фестона и отводящих труб $|\delta Q| \leq 5\%$, для дополнительных поверхностей $|\delta Q| \leq 10\%$), при этом окончательным считаются температуры и тепловосприятия, вошедшие в уравнение баланса. При превышении указанных пределов необходимо выполнить второе приближение. Если в первом приближении тепловосприятие поверхности, полученное по уравнению теплообмена, превосходит тепловосприятие, рассчитанное по балансу, т. е. $Q_{T1} > Q_{61}$, то для второго приближения следует увеличить охлаждение газов при прохождении поверхности ($\theta' - \theta''$). Если во втором приближении температура газов за поверхностью по сравнению с тем же значением первого приближения изменилась не более чем на 50°C , т. е. $\theta''_{I1} - \theta''_{II1} \leq 50^\circ\text{C}$, то во втором приближении следует пересчитать только температурный напор Δt и тепловосприятие поверхности излучением $Q_{л1}$, а коэффициент теплопередачи k , не пересчитывая, можно принять по первому приближению. Если и после второго приближения расхождение между обоими значениями тепловосприятий Q_T и Q_6 окажется больше указанных пределов $|\delta Q|$, истинная температура находится методом линейной интерполяции (экстраполяции) по значениям, полученным в первом и втором приближении.

При аналитической интерполяции расчетная искомая конечная температура определяется из равенства

$$\theta_p'' = \theta_{II}'' + \frac{(Q_6 - Q_T)_{II} (\theta_I'' - \theta_{II}'')}{(Q_6 - Q_T)_{II} - (Q_6 - Q_T)_I}. \quad (7.9)$$

Рис. 7.1. Графическое определение расчетной температуры



Здесь индексы I и II относятся соответственно к первому и второму приближениям. Нахождение искомой температуры θ_p возможно путем графической интерполяции (рис. 7.1).

Расчет котла в целом считается законченным, если температура уходящих газов θ_{yx} , полученная расчетом, отличается от принятого в начале расчета θ_{yx} (при определении q_2 и B_p) не более чем на $\pm 10^\circ\text{C}$, а температура горячего воздуха $t_{г.в}$ — не более чем на $\pm 40^\circ\text{C}$, так как второе приближение изменит результаты только на 2—3 $^\circ\text{C}$. Далее уточняются потери теплоты с уходящими газами, КПД и расход топлива (по полученной температуре уходящих газов)

$$\delta B_p = \frac{B_{pI} - B_{pII}}{B_{pI}} \cdot 100. \quad (7.10)$$

При $|\delta B_p| \leq 2\%$ уточняют температуры газов, температурные напоры и тепловосприятия, коэффициенты теплопередачи не пересчитываются.

В конце расчета определяется невязка теплового баланса (5.27) и (5.28).

При правильно проведенном расчете $|\delta Q| \leq 0,5\%$, если это условие не выполнено, надо устранить погрешности расчета.

Если $|\Delta \theta_{yx}| > 10^\circ\text{C}$ или $|\Delta t_{г.в}| > 40^\circ\text{C}$, повторяется расчет всего котла. При этом следует принять θ_{yx} , $t_{г.в}$ равными значениям, которые получились на предыдущем шаге последовательных приближений.

При двухступенчатой компоновке поверхностей в конвективной шахте после расчета пароперегревателя или переходной зоны известна только температура газов на входе во вторую ступень экономайзера. Для расчета этой ступени задаются энтальпией воды, кДж/кг, на выходе из экономайзера, что оценивается с помощью формулы

$$h_{эк}'' \approx \frac{D}{D_{эк}} (h_{п.п} + \Delta h_{по}) - \frac{B_p}{D_{эк}} (Q_{л1} + Q_{6.ш} + Q_{6.п.т} + Q_{6.к.пн} + Q_{вт} + Q_{п.к}), \quad (7.11)$$

где $D_{эк}$ — расход воды через экономайзер, кг/с; $\Delta h_{по}$ — тепловосприятие поверхностного или впрыскивающего пароохладителя с впрыском собственного конденсата, кДж/кг; для поверхностного пароохладителя $\Delta h_{по}$ учитывается только при сбросе охлаждающей воды на вход экономайзера; $Q_{л1}$, $Q_{6.ш}$, $Q_{6.п.т}$, $Q_{6.к.пн}$, $Q_{п.к}$, $Q_{вт}$ — количества теплоты, воспринятой на 1 кг топлива лучевоспринимающими поверхностями топки, а также за счет охлаждения газов в ширмах, подвесных трубах, конвективном пароперегревателе, поворотной камере, вторичном пароперегревателе, кДж/кг, кДж/м 3 .

По $h_{эк}''$ и давлению за экономайзером определяется температура воды на выходе экономайзера, и методом последовательных приближений рассчитывается вторая ступень экономайзера.

Вторая ступень воздухоподогревателя рассчитывается по температуре газов на входе в ступень и принятому значению температуры горячего воздуха.

Первая ступень экономайзера рассчитывается по температуре газов на входе в ступень и температуре воды на входе в ступень. Методом последовательных приближений определяется температура газов и воды на выходе из ступени. Расчет первой ступени воздухоподогревателя выполняется по известным тем-

пературам газов и воздуха на входе в ступень. Путем последовательных приближений определяются температуры воздуха и газов (уходящих) на выходе из ступени.

При двухступенчатой компоновке хвостовых поверхностей нагрева расчет считается законченным, если $|\Delta\theta_{yx}| \leq 10^\circ\text{C}$ и невязки между промежуточными температурами воздуха $\Delta t_{в\text{пром}}$ и воды $\Delta t_{ж\text{пром}}$, определяемыми из расчета обеих ступеней воздухоподогревателя и экономайзера, по модулю не превышают 10°C . При этих условиях уточняются Q_6 , определяется ΔQ и $|\delta Q|$ для котла (7.8).

Если $|\Delta\theta_{yx}| < 10^\circ\text{C}$, но $|\Delta t_{в\text{пром}}|$ или $|\Delta t_{ж\text{пром}}| > 10^\circ\text{C}$, необходимо повторить расчет экономайзера и воздухоподогревателя. При этом в отличие от предыдущего расчета вторые ступени экономайзера и воздухоподогревателя рассчитываются по принятым температурам воды и воздуха на входе, которые принимаются равными температурам на выходе из первых ступеней, определенным при первом приближении.

Если θ_{yx} , полученное в расчете, отличается от принятого значения более чем на $\pm 10^\circ\text{C}$, следует повторить расчет всего котла. Рекомендуется принять $t_{г.в}$ близкой температуре воздуха после первой ступени (первое приближение) плюс изменение температуры воздуха второй ступени.

Если в зоне основных имеются дополнительные поверхности нагрева (настенные экраны в области пароперегревателя, подвесные трубы пароперегревателя, отводящие трубы экономайзеров и т. п.), то определение их тепловосприятий выполняется с рядом упрощений.

Когда дополнительная поверхность нагрева составляет не более 5% основной, с которой она включена параллельно или последовательно (по ходу газов), то такая поверхность отдельно не рассчитывается, а включается в основную поверхность, последовательно соединенную с нею по рабочей среде.

Если дополнительная поверхность составляет более 5% поверхности основного газохода, ее необходимо рассчитать отдельно. При этом коэффициент теплопередачи принимается таким же, как и для основной поверхности. Тепловосприятие ее оценивается предварительно и добавляется к тепловосприятию основной поверхности, конечная температура газов определяется по суммарной теплоотдаче. Затем принятое тепловосприятие дополнительной поверхности уточняется по температурному напору.

Температурный напор для дополнительной поверхности, расположенной параллельно основной по газам, принимается равным разности средних температур газов в газоходе и теплоносителя в дополнительной поверхности. Для поверхностей, расположенных последовательно по газам, температурный напор условно принимается как разность температуры газов на выходе из газохода и средней температуры теплоносителя в дополнительной поверхности.

Допускается относительная ошибка принятого Q_6 и определенного Q_7 значений тепловосприятия дополнительной поверхности $|\delta Q| \leq 10\%$.

ВЫПОЛНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ ПАРОВЫХ КОТЛОВ НА ЭВМ

8.1. Система дифференциальных уравнений энергии для поверхностей нагрева

При проектировании паровых котлов необходимо выполнять многовариантные тепловые расчеты. Эти расчеты могут быть как конструктивными, так и поверочными. Поверочные расчеты выполняются при изменении паропроизводительности, характеристик топлива или переводе котла на другое топливо, при реконструкции котла. Для определения регулировочных характеристик котла также выполняют целый ряд поверочных расчетов. Эти расчеты весьма трудоемки, но они необходимы для оценки надежности работы оборудования. В связи с этим большое значение приобретает возможность выполнения расчетов на ЭВМ.

Поверочный расчет котла легче перевести на язык ЭВМ, чем конструктивный, так как он не требует выбора конструкции и оптимизации режимных параметров, что выполняется только на основе экономико-математических методов. При поверочном расчете проявляются особенности, отличающие его от конструктивного, в частности здесь необходим метод последовательных приближений. Это связано прежде всего с тем, что в данном случае неизвестна такая важная характеристика, как температура уходящих газов, вследствие чего невозможно определить КПД котла и расход топлива.

При поверочном расчете поверхностей нагрева из четырех характерных температур (ϕ' , ϕ'' , t' , t'') известны только две — в результате расчета предыдущей поверхности нагрева. Однако для решения уравнений, как это принято в нормативном методе, необходимо знать такие величины, как скорости газов и рабочей среды, коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, которые должны подсчитываться по средним температурам в теплообменнике, зависящим от температур на входе и выходе. Все четыре температуры необходимо знать и для расчета среднего логарифмического температурного напора, а также для решения уравнений теплового баланса по газам и рабочей среде. Таким образом, можно отметить, что расчетные соотношения в соответствии с нормативным методом записаны в неявном виде относительно искомых температур. Отсюда понятно, что необходим метод последовательных приближений. Этот метод используют как при ручном, так и при машинном счете. В последнем случае затрачивается большое машинное время.

Для создания метода расчета котла на ЭВМ необходимо найти алгоритм, лучше использующий возможности вычислительных машин. С этой целью рассмотрим методы решения уравнений энергии для поверхностей нагрева. Условия теплового баланса для газа запишем в виде дифференциального уравнения для элемента длины

поверхности нагрева dl . Для упрощения пренебрежем присосами воздуха:

$$-\varphi B_p dH = k(\vartheta - t) \frac{F}{L} dl, \quad (8.1)$$

где B_p — расчетный расход топлива, кг/с; φ — коэффициент сохранения теплоты; dH — изменение энтальпии газов в элементе dl , кДж/кг; k — текущий коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·К); $\vartheta - t$ — текущий температурный напор, К; F/L — отношение поверхности нагрева к длине теплообменника, м²/м.

Знак «минус» в уравнении (8.1) свидетельствует об уменьшении энтальпии газов по длине теплообменника.

Дифференциальное уравнение энергии для рабочей среды (воды, пара)

$$\pm D dh = k(\vartheta - t) \frac{F}{L} dl, \quad (8.2)$$

где D — расход рабочей среды, кг/с; dh — изменение энтальпии рабочей среды в элементе dl , кДж/кг.

Знак «плюс» принимается для прямотока, знак «минус» — для противотока.

Величины dH и dh можно выразить следующим образом:

$$dH = (Vc)_r d\vartheta; \quad (8.3)$$

$$dh = c dt, \quad (8.4)$$

где $(Vc)_r$ — произведение объема продуктов сгорания 1 кг (1 м³) топлива на теплоемкость единицы их объема, кДж/(кг·К); c — теплоемкость рабочей среды, кДж/(кг·К).

Система уравнений (8.1), (8.2) приводится к виду

$$\left. \begin{aligned} d\vartheta &= -b(\vartheta - t) d\kappa; \\ dt &= a(\vartheta - t) d\kappa, \end{aligned} \right\} \quad (8.5)$$

где

$$\kappa = l/L; \quad b = \frac{kF}{\varphi B_p (Vc)_r}; \quad a = \pm \frac{kF}{Dc}.$$

Систему (8.5) можно решить для температурных напоров (как это принято в нормативном методе расчета котлов). Вычитая второе уравнение (8.5) из первого, получим

$$d(\vartheta - t) = -(a + b)(\vartheta - t) d\kappa, \quad (8.6)$$

или

$$\frac{d(\vartheta - t)}{\vartheta - t} = -(a + b) d\kappa. \quad (8.7)$$

В первом приближении будем считать, что коэффициенты a и b не зависят от температуры. Тогда можно проинтегрировать уравнение (8.6) или (8.7) в пределах изменения κ от 0 до 1 и изменения температурных напоров соответственно от $(\vartheta_0 - t_0)$ до $(\vartheta_1 - t_1)$.

В результате получим расчетную формулу для среднеинтегрального температурного напора

$$\Delta t = \frac{(\vartheta_1 - t_1) - (\vartheta_0 - t_0)}{\ln \frac{(\vartheta_1 - t_1)}{(\vartheta_0 - t_0)}}. \quad (8.8)$$

Температурный напор, определяемый по формуле (8.8), называется среднелогарифмическим.

В системе уравнений (8.5) заменим $\vartheta - t$ значением Δt в соответствии с (8.8), т. е. среднелогарифмическим напором. Интегрируя (8.5), получим:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_1 - \vartheta_0 &= -b \Delta t; \\ t_1 - t_0 &= a \Delta t. \end{aligned} \right\} \quad (8.9)$$

Раскрыв значения a и b , запишем:

$$\left. \begin{aligned} \varphi B_p (Vc)_r (\vartheta_0 - \vartheta_1) &= kF \Delta t; \\ \pm Dc (t_1 - t_0) &= kF \Delta t \end{aligned} \right\} \quad (8.10)$$

или

$$\left. \begin{aligned} Q_6^r &= Q_r; \\ Q_6^{p.c} &= Q_r, \end{aligned} \right\} \quad (8.11)$$

где Q_6^r и $Q_6^{p.c}$ — теплота, отданная газами и воспринятая рабочей средой по балансу; Q_r — теплота, переданная поверхности за счет теплопередачи.

Полученные решения являются универсальными для различных вариантов задания граничных условий, так как для расчета по приведенным формулам необходимо знать все температуры до и после поверхности нагрева ($\vartheta_0, \vartheta_1, t_0, t_1$) или ($\vartheta', \vartheta'', t', t''$). Поверочный расчет поверхностей нагрева проводят, предварительно задавая две неизвестные температуры.

Один из первых алгоритмов расчета паровых котлов на ЭВМ основывался на нормативном методе теплового расчета. Этот алгоритм предусматривал решение итеративными методами взаимосвязанных систем уравнений типа (8.10) для различных поверхностей нагрева котла. Из-за существенной нелинейности уравнений (главным образом за счет Δt) число итераций было весьма велико. Для повышения эффективности расчета котлов на ЭВМ необходимо было предложить другую методику решения исходных уравнений.

8.2. Определение температур газов и рабочей среды при поверочных тепловых расчетах котлов на ЭВМ

Для возможности представления расчетных зависимостей в явном виде относительно искомых величин используются иные, чем это принято в нормативном методе, способы решения дифференциальных уравнений энергии для теплообменников. Такие спосо-

бы, в частности, предложены Центральным научно-исследовательским институтом комплексной автоматизации (ЦНИИКА). Так, для прямого тока, когда известны температуры в начале поверхности нагрева ϑ_0 и t_0 , но неизвестны температуры ϑ_1 и t_1 , уравнение (8.7) может быть решено с начальными условиями. Это решение имеет вид

$$\vartheta - t = (\vartheta_0 - t_0) e^{-(a+b)x}. \quad (8.12)$$

В конце поверхности нагрева при $x=1$

$$\vartheta_1 - t_1 = (\vartheta_0 - t_0) e^{-(a+b)}. \quad (8.13)$$

В левых частях выражений (8.12), (8.13) содержатся неизвестные температурные напоры, в правых частях известны все величины. Таким образом получены в явном виде решения для температурного напора. Подставляя (8.12) в каждое из уравнений системы (8.5), получим:

$$\left. \begin{aligned} d\vartheta &= -b(\vartheta_0 - t_0) e^{-(a+b)x} dx; \\ dt &= a(\vartheta_0 - t_0) e^{-(a+b)x} dx. \end{aligned} \right\} \quad (8.14)$$

Решение системы (8.14) при $x=1$ дает расчетные формулы для искомых температур газа и рабочей среды в конце поверхности нагрева:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_1 &= \vartheta_0 - \frac{b}{a+b} (\vartheta_0 - t_0) [1 - e^{-(a+b)}]; \\ t_1 &= t_0 + \frac{a}{a+b} (\vartheta_0 - t_0) [1 - e^{-(a+b)}]. \end{aligned} \right\} \quad (8.15)$$

Аналогичные решения можно получить и для противотока. Напомним, что все решения, в том числе и (8.15), получены в предположении, что a и b постоянны, т. е. уравнения линейны.

В ЦНИИКА предложены методы линеаризации, с тем чтобы использовать полученные зависимости для решения нелинейных уравнений. Поверочный расчет котла в целом представляет собой сочетание расчетов отдельных поверхностей нагрева по формулам, подобным (8.15), и увязки граничных условий.

Наряду с методом ЦНИИКА Подольским машиностроительным заводом им. С. Орджоникидзе (ЗиО) разработан метод, при котором предложены явные зависимости для расчета среднеинтегрального температурного напора. Методы ЦНИИКА и ЗиО широко используются для поверочных тепловых расчетов паровых котлов на ЭВМ.

8.3. Тепловые расчеты поверхностей нагрева котлов методом приращений

Помимо уже рассмотренных методов поверочных расчетов котлов (ЦНИИКА и ЗиО), Всесоюзным теплотехническим институтом (ВТИ) предложен метод приращений. Он базируется на уже существующем тепловом расчете котла на номинальную на-

грузку. Тогда можно определить изменения (приращения) всех величин при изменении того или иного режимного параметра: паропроизводительности, температуры питательной воды, температуры воздуха перед воздухоподогревателем, вида топлива и т. д. С этой целью запишем расчетные уравнения для поверхности нагрева в следующем виде (для упрощения — без учета присосов и дополнительных источников теплоты):

$$\left. \begin{aligned} Q_6^r &= Q_6^{p.c.}; \\ Q_r &= Q_6^{p.c.} \end{aligned} \right\} \quad (8.16)$$

или

$$\left. \begin{aligned} \varphi B_p (H' - H'') &= D (h'' - h'), \\ kF \Delta t &= D (h'' - h'). \end{aligned} \right\} \quad (8.17)$$

Продифференцируем систему (8.17) по режимному параметру X (где $X=D$ или $X=t_{п.в.}$, или $X=t'_{в.п}$ и т. д.). Для удобства дифференцирования произведений прологарифмируем выражение (8.17), а затем найдем их производные (дифференцирование под знаком логарифма):

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\varphi} \frac{d\varphi}{dX} + \frac{1}{B_p} \frac{dB_p}{dX} + \frac{1}{(H' - H'')} \left(\frac{dH'}{dX} - \frac{dH''}{dX} \right) &= \\ = \frac{1}{D} \frac{dD}{dX} + \frac{1}{(h'' - h')} \left(\frac{dh''}{dX} - \frac{dh'}{dX} \right); \\ \frac{1}{k} \frac{dK}{dX} + \frac{1}{F} \frac{dF}{dX} + \frac{1}{\Delta t} \frac{d\Delta t}{dX} = \frac{1}{D} \frac{dD}{dX} + \frac{1}{(h'' - h')} \left(\frac{dh''}{dX} - \frac{dh'}{dX} \right). \end{aligned} \right\} \quad (8.18)$$

Из анализа полученной системы можно сделать следующие выводы. Если некоторые величины слабо меняются с изменением параметра X , то их можно не учитывать, в частности $d\varphi/dX \approx 0$. Для поверочного расчета $dF/dX=0$. Однако таким методом можно выполнять и конструкторский расчет, и тогда изменение поверхности нагрева подлежит определению. Если параметр X соответствует какой-либо величине, входящей в систему уравнений, то данный член уравнения становится постоянным (например,

если $X=D$, то $\frac{1}{D} \frac{dD}{dX} = \frac{1}{D}$).

Коэффициенты при производных в системе (8.18) соответствуют величинам, известным из базового расчета на номинальную нагрузку (т. е. фактически $\frac{1}{B_p} \frac{dB_p}{dX} = \frac{1}{B_{p.ном}} \frac{dB_p}{dX}$ и т. д.). В дальнейших преобразованиях будем проводить расчеты для значений расхода топлива и пара, отнесенных к номинальным значениям, т. е. запишем:

$$\frac{1}{B_p} \frac{dB_p}{dX} = \frac{1}{(B_p/B_{p.ном})} \frac{d(B_p/B_{p.ном})}{dX}, \quad (8.19)$$

$$\frac{1}{D} \frac{dD}{dX} = \frac{1}{(D/D_{ном})} \frac{d(D/D_{ном})}{dX}. \quad (8.20)$$

Тогда коэффициенты при производных в том и другом случае равны единице. Обозначим также $B_p/B_{p,ном}=\bar{B}$ и $D/D_{ном}=\bar{D}$.

Раскроем значения производных энтальпий, учитывая (8.3) и (8.4):

$$\frac{dH}{dX} = (Vc)_r \frac{d\theta}{dX}; \quad (8.21)$$

$$\frac{dh}{dX} = c \frac{dt}{dX}. \quad (8.22)$$

Таким образом, первое уравнение системы (8.18) запишем в следующем виде (считая для определенности, что $X=\bar{D}$):

$$a_1^{\theta'} \frac{d\theta'}{dX} + a_1^{\theta''} \frac{d\theta''}{dX} + a_1^{t'} \frac{dt'}{dX} + a_1^{t''} \frac{dt''}{dX} + a_1^B \frac{d\bar{B}}{dX} = b_1, \quad (8.23)$$

где

$$a_1^{\theta'} = \frac{(Vc)_r'}{(H' - H'')}; \quad a_1^{\theta''} = -\frac{(Vc)_r''}{(H' - H'')};$$

$$a_1^{t'} = \frac{c'}{(h'' - h')}; \quad a_1^{t''} = -\frac{c''}{(h'' - h')}; \quad a_1^B = 1.$$

При $X=\bar{D}$ $b_1=1$.

Преобразуем второе уравнение системы (8.18), выразив значения k и Δt через температуры газов и рабочей среды, а также расходы топлива и рабочей среды.

Коэффициент теплопередачи запишем в общем виде

$$k = \frac{1}{1/(\alpha_k + \alpha_n) + \varepsilon + 1/\alpha_2}. \quad (8.24)$$

Тогда, дифференцируя под знаком логарифма, получим

$$\frac{1}{k} \frac{dk}{dX} = -k \left[-\frac{1}{(\alpha_k + \alpha_n)^2} \left(\frac{d\alpha_k}{dX} + \frac{d\alpha_n}{dX} \right) + \frac{d\varepsilon}{dX} - \frac{1}{\alpha_2^2} \frac{d\alpha_2}{dX} \right]. \quad (8.25)$$

Представим α_k следующим образом:

$$\alpha_k = \frac{\lambda}{d} C \left(\frac{w_r d}{v} \right)^n \text{Pr}^m = A w_r^n. \quad (8.26)$$

В коэффициент A входят величины, не меняющиеся с изменением параметра X ; показатель степени $n=0,8$ при продольном омывании, $n=0,65$ при поперечном смывании коридорных пучков, $n=0,6$ при поперечном омывании шахматных пучков.

Скорость газов зависит от расхода топлива и среднеарифметической температуры газов:

$$w_r = \frac{B_p V_r}{F_r \cdot 273} \left(\frac{\theta' + \theta''}{2} + 273 \right). \quad (8.27)$$

тогда

$$\alpha_k = A_1 \bar{B}^n (546 + \theta' + \theta'')^n. \quad (8.28)$$

В коэффициент A_1 входят дополнительные постоянные величины из формулы (8.27). Дифференцируя α_k под знаком логариф-

ма, получим

$$\frac{1}{\alpha_k} \frac{d\alpha_k}{dX} = n \frac{d\bar{B}}{dX} + \frac{n}{(546 + \theta' + \theta'')} \left(\frac{d\theta'}{dX} + \frac{d\theta''}{dX} \right). \quad (8.29)$$

Представим α_n следующим образом:

$$\alpha_n = \frac{\sigma_0 a (T^4 - T_3^4)}{T - T_3} = \sigma_0 a \psi T^3 = A_2 (546 + \theta' + \theta'')^3, \quad (8.30)$$

тогда

$$\frac{1}{\alpha_n} \frac{d\alpha_n}{dX} = \frac{3}{(546 + \theta' + \theta'')} \left(\frac{d\theta'}{dX} + \frac{d\theta''}{dX} \right). \quad (8.31)$$

Если коэффициент загрязнения ε в формуле (8.24) незначительно меняется с изменением параметра X , можно принять $d\varepsilon/dX=0$.

Коэффициент α_2 можно записать следующим образом (не учитывая изменения удельного объема):

$$\alpha_2 = A_3 \bar{D}^{0,8}. \quad (8.32)$$

Следовательно,

$$\frac{1}{\alpha_2} \frac{d\alpha_2}{dX} = 0,8 \frac{d\bar{D}}{dX}. \quad (8.33)$$

Подставим полученные выражения для коэффициентов теплоотдачи в формулу (8.25):

$$\frac{1}{k} \frac{dk}{dX} = \frac{k (n\alpha_k + 3\alpha_n)}{(\alpha_k + \alpha_n)^2 (546 + \theta' + \theta'')} \left(\frac{d\theta'}{dX} + \frac{d\theta''}{dX} \right) +$$

$$+ \frac{k n \alpha_k}{(\alpha_k + \alpha_n)^2} \frac{d\bar{B}}{dX} + \frac{0,8 k}{\alpha_2} \frac{d\bar{D}}{dX}. \quad (8.34)$$

Преобразуем выражение для Δt . В целях упрощения выкладок примем, что Δt — среднеарифметический температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\theta' + \theta'' - t' - t''}{2}, \quad (8.35)$$

тогда

$$\frac{d\Delta t}{dX} = \frac{1}{2} \left(\frac{d\theta'}{dX} + \frac{d\theta''}{dX} - \frac{dt'}{dX} - \frac{dt''}{dX} \right). \quad (8.36)$$

Во втором уравнении системы (8.18) член, учитывающий температурный напор, входит в виде $\frac{1}{\Delta t} \frac{d\Delta t}{dX}$. В таком случае

$$\frac{1}{\Delta t} \frac{d\Delta t}{dX} = \frac{1}{2\Delta t} \left(\frac{d\theta'}{dX} + \frac{d\theta''}{dX} - \frac{dt'}{dX} - \frac{dt''}{dX} \right). \quad (8.37)$$

С учетом вышеприведенных выражений второе уравнение системы (8.18) запишется в следующем виде (при $X=\bar{D}$):

$$a_2^{\theta'} \frac{d\theta'}{dX} + a_2^{\theta''} \frac{d\theta''}{dX} + a_2^{t'} \frac{dt'}{dX} + a_2^{t''} \frac{dt''}{dX} + a_2^B \frac{d\bar{B}}{dX} = b_2, \quad (8.38)$$

где

$$a_2^{\mathfrak{B}'} = a_2^{\mathfrak{B}''} = \frac{k(n\alpha_K + 3\alpha_n)}{(\alpha_K + \alpha_n)^2 (546 + \mathfrak{B}' + \mathfrak{B}'')} + \frac{1}{2\Delta t}; \quad a_2^{t'} =$$

$$= \frac{c'}{(h'' - h')} - \frac{1}{2\Delta t}; \quad a_2^{t''} = -\frac{c''}{(h'' - h')} - \frac{1}{2\Delta t};$$

$$a_2^B = \frac{kn\alpha_K}{(\alpha_K + \alpha_n)^2}.$$

При $X = \bar{D}$

$$b_2 = 1 - \frac{0,8k}{\alpha_2}.$$

В основу расчета теплообмена в топочной камере положено выражение, подобное (4.25). Дифференцирование этого выражения по параметру X приводит к уравнению

$$a^{\mathfrak{B}_a} \frac{d\mathfrak{B}_a}{dX} + a^{\mathfrak{B}_T} \frac{d\mathfrak{B}_T}{dX} + a^{\mathfrak{B}} \frac{d\bar{B}}{dX} = 0, \quad (8.39)$$

где

$$a^B = \frac{1}{\vartheta_a + 273} - 0,6 \left(1 - \frac{\vartheta_T'' + 273}{\vartheta_a + 273} \right) \left(\frac{Q_T}{\vartheta_a (Q_T - H_T'')} - \right. \\ \left. - \frac{1}{\vartheta_a - \vartheta_T''} - \frac{3}{\vartheta_a + 273} \right); \\ a^{\vartheta_T''} = \frac{1}{\vartheta_T'' + 273} + 0,6 \left(1 - \frac{\vartheta_T'' + 273}{\vartheta_a + 273} \right) \left(\frac{H_T''}{\vartheta_T'' (Q_T - H_T'')} - \right. \\ \left. - \frac{1}{\vartheta_a - \vartheta_T''} \right); \quad a^B = -0,6 \left(1 - \frac{\vartheta_T'' + 273}{\vartheta_a + 273} \right); \quad b = 0.$$

Помимо уравнения (8.39) в расчет топочной камеры входят уравнения баланса в поверхностях нагрева (экранах и радиационном пароперегревателе для барабанного котла; НРЧ и ВРЧ для прямоточного котла).

К числу теплообменников, входящих в состав парового котла, можно отнести и смешивающие теплообменники: впрыскивающие пароохладители, паровые байпасы и др. Таким теплообменником можно считать и горелочное устройство, в котором «смешиваются» потоки горячего воздуха из воздухоподогревателя, холодного воздуха присосов и горящего топлива. В результате образуются газы с температурой, соответствующей адиабатной температуре горения. Этот процесс описывается уравнением полезного тепловыделения в топке [см. формулу (4.17)]. Дифференцирование этого уравнения (если не меняется вид топлива и температура холодного воздуха) приводит к выражению

$$(Vc)_a \frac{d\theta_a}{dX} = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{\text{пл}}) V^0 c_{r.B} \frac{dt_{r.B}}{dX}. \quad (8.40)$$

Для расчета котла в целом составляется система n линейных дифференциальных уравнений с n неизвестными типа:

[illegible]

Эта система дифференциальных уравнений может быть решена как система алгебраических уравнений относительно производных, которые мы обозначим буквой y с соответствующими индексами:

$$\left. \begin{aligned} a_1^{\tau_a} y^{\tau_a} + a_1^{\tau_r''} y^{\tau_r''} + \dots &= b_1; \\ a_2^{\tau_a} y^{\tau_a} + a_2^{\tau_r''} y^{\tau_r''} + \dots &= b_2; \\ . &. \\ a_n^{\tau_a} y^{\tau_a} + a_n^{\tau_r''} y^{\tau_r''} + \dots &= b_n. \end{aligned} \right\} \quad (8.42)$$

Система (8.42) решается различными методами: Крамера, Зейделя (итерационным), Гаусса и др. Особенностью системы (8.42) является то, что матрица коэффициентов постоянна для всех возможных изменений D , B_p и пр. Изменяются лишь свободные члены.

В результате решения уравнений на ЭВМ получают интенсивности изменений искомых величин при изменении параметра X . Затем легко получить сами изменения искомых величин — приращения. В приложении П2 приведены результаты расчета прямооточного котла методом приращений при изменении паропроиз-

8.4. Конструктивные тепловые расчеты поверхностей нагрева

Конструктивные тепловые расчеты на ЭВМ с целью оптимизации конструкции и компоновки паровых котлов и их элементов являются весьма сложной и до сих пор полностью не решенной задачей. Конструктивные расчеты должны выполняться на основе экономико-математических моделей и методов оптимизации. Однако могут быть предложены частные методики конструктивного расчета отдельных поверхностей нагрева, основывающиеся на нормативных материалах. При этом в качестве критериев целесообразности принимаются рекомендуемые значения конструктивных и режимных параметров (диаметров и шагов труб, расположения пакетов, компоновок змеевиков, температур и скоростей газов и рабочей среды и т. д.). Разработка методов механизации расчета конструкций поверхностей нагрева позволит проектиров-

щику основное внимание уделить поиску наиболее целесообразных решений, а для выполнения трудоемких расчетов использовать ЭВМ.

В качестве примера рассмотрим методику конструкторских расчетов поверхностей нагрева парового котла, разработанную для малых ЭВМ в МЭИ. До выполнения расчетов поверхностей нагрева должен быть составлен тепловой баланс котла, найден расход топлива, рассчитаны объемы и энтальпии продуктов сгорания по газоходам. Данные расчеты также могут быть выполнены на ЭВМ. Необходимо также распределить тепловосприятия по поверхности нагрева, найти температуры газов и рабочей среды до и после поверхностей.

При разработке алгоритмов расчетов поверхностей нагрева все табличные данные и номограммы необходимо заменить аналитическими зависимостями. Расчеты коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи производятся по критериальным соотношениям. Теплопроводности и вязкости дымовых газов рассчитываются с помощью интерполяционных полиномов.

Теплопроводность и вязкость воды и водяного пара, так же как и удельные объемы соответствующих рабочих сред, могут быть определены по аналитическим зависимостям, но ввиду большой сложности расчетных формул эти величины можно находить из термодинамических таблиц и вводить в качестве исходных данных.

Для возможности выполнения расчетов теплопередачи в конвективных змеевиковых поверхностях нагрева необходимо предварительно задать некоторые конструктивные характеристики: размеры газохода, диаметры и шаги труб, а также число труб поперек потока газов. Эти характеристики задаются в соответствии с нормативными данными. Тогда имеется возможность определения живых сечений и скоростей газов и рабочей среды. В этом случае можно рассчитать коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, определить площадь поверхности нагрева и в результате — число труб по ходу газов.

Такая особенность конвективных змеевиковых поверхностей дает возможность создания программы на ЭВМ, универсальной для различных типов поверхностей (пароперегревателя, экономайзера, переходной зоны), расположения труб (шахматного, коридорного), видов топлива (твердого, жидкого, газового). Структурная схема программы и особенности ее работы приведены в П2.

Ширмовые поверхности нагрева паровых котлов обычно рассчитываются конструкторско-проверочным методом. Из конструктивных соображений можно задать основные геометрические характеристики ширмы и дополнительных поверхностей в области ширмы. Температуры и энтальпии газов и рабочей среды (пара) на входе в ширму являются известными. Неизвестны величины на выходе из ширмы. Для проверочного расчета можно предварительно задать эти величины с последующим уточнением на ос-

нове сопоставления количеств теплоты по балансу и теплопередаче.

Определение параметров газа и пара на выходе из ширмы производится методом последовательных приближений (итераций). В предыдущих параграфах говорилось о недостатках проведения проверочных расчетов методом итераций. Однако для ширмы характерна большая разность температур между газами и паром. Это приводит к возможности замены среднелогарифмического температурного напора среднеарифметическим.

Определенную сложность для расчета представляет необходимость установления связи между температурами и энтальпиями на выходе из ширмы. Для того чтобы не вводить в память ЭВМ таблиц термодинамических свойств пара и газов, можно предварительно (с определенным запасом) задать соответствующие величины, а затем уточнять их методом линейной интерполяции. В П.2.4 даны структурная схема и методика расчета ширмы на ЭВМ.

Особенности конструкций конвективных змеевиковых поверхностей и ширмового перегревателя позволяют предварительно выполнить расчет живых сечений и скоростей греющей и нагреваемой сред, даже если еще не найдена величина поверхности нагрева. Это относится также и к регенеративному воздухоподогревателю.

Сложность конструктивного расчета трубчатого воздухоподогревателя заключается в невозможности определения живого сечения и скорости воздуха, так как неизвестна высота пакета. Поэтому расчет приходится проводить методом итераций, задаваясь числом потоков воздуха, числом ходов, высотой хода, и определять высоту хода из условий теплопередачи. В результате работы программы (см. П2.6) выполняются многовариантные расчеты, которые позволяют найти оптимальную компоновку воздухоподогревателя.

П1. Позонный тепловой расчет топочной камеры

Позонный тепловой расчет топочной камеры производят для определения температур газов и локальных тепловых напряжений экранов в нескольких зонах по высоте топки. В основу расчета положено определение температуры газов на выходе из каждой зоны топки исходя из решения уравнений тепловыделения и теплоотвода в пределах зоны.

Результаты позонного расчета используются для определения тепловосприимчивости поверхностей топки и температуры металла экранных труб, что необходимо знать прежде всего для высоконапряженных топочных камер прямоточных паровых котлов. Выполнению позонного расчета предшествует тепловой расчет топочной камеры в целом и нахождение температуры газов на выходе из нее.

Разделение объема топочной камеры на зоны и методика их расчета. Для определения тепловых нагрузок по высоте топки последняя условно разбивается на несколько зон. Первой считается зона, включающая область расположения горелок. В пределах этой зоны сгорает основная масса топлива, поэтому она называется зоной максимального тепловыделения. Для однокамерных топок с жидким шлакоудалением за верхнюю границу этой зоны принимается горизонтальная плоскость между ошпикованными и гладкотрубными экранами, а нижней является горизонтальный или слабонаклонный под топочной камерой. В топках с пережимом зона максимального тепловыделения ограничивается сечением пережима. Для топочных камер с твердым шлакоудалением нижней границей зоны максимального тепловыделения является плоскость начала холодной воронки, а верхней — сечение, находящееся на 1,5 м выше оси амбразур верхнего ряда горелок.

Для газомазутных топок первая зона ограничивается плоскостью пода и сечением, расположенным на 1,5 м выше оси амбразур верхнего работающего яруса горелок.

Остальная часть топочной камеры выше первой зоны разбивается на три—шесть приблизительно равных по высоте зон, каждая высотой около 4 м. Если на выходе из топки имеются вертикальные ширмы пароперегревателя, то объем верхней части топки разделяют на две зоны, граница между которыми проходит по середине высоты ширм. Температура газов на этой границе будет соответствовать средней расчетной температуре на выходе из топки θ_1'' . В топочных камерах, ограниченных сверху плоскостью горизонтальных ширм, средней расчетной температуре газов на выходе из топки соответствует температура на верхней границе последней зоны (перед входом в ширмы).

Тепловой расчет зон заключается в определении температуры газов на выходе из каждой зоны. Расчет температур производят методом последовательных приближений путем сравнения предварительно принятой и расчетной величин. Установленная расчетом температура на выходе из зоны должна отличаться от принятой не более чем на 30 °С.

Температура газов в сечении, соответствующем средней расчетной температуре на выходе из топки, в целом также должна отличаться не более чем на 30 °С. При разнице в температурах газов более 30 °С производят корректировку распределения выгорания топлива по расположенным ниже зонам и повторяют расчет.

Расчет зоны максимального тепловыделения. Температуру газов на выходе из первой зоны максимального тепловыделения θ_1'' , °С, определяют методом

последовательных приближений по уравнению

$$\theta_1'' = \frac{\beta_{ст} Q_{вп} + Q_{гт} + Q_{в} + r H_{г.отб} - Q_{в}}{(Vc)''} - \frac{\epsilon_1 c_0 (T_1'')^4 \psi F}{B_p (Vc)''}, \quad (П1.1)$$

где $\beta_{ст}$ — степень выгорания топлива в зоне, принимается по данным табл. П1.1 после установления относительной высоты верхней границы зоны; $(Vc)''$ — суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг·К), при температуре газов θ_1'' , и коэффициенте изыскания воздуха α_t :

$$(Vc)'' = H_r'' / \theta_1''. \quad (П1.2)$$

Предварительно можно принять $\theta_p'' = (0,75 \div 0,85) \theta_a$ и определить $(Vc)_p''$ по (П1.2). Величина $(Vc)_p''$ используется при расчете по формуле (П1.1). Она уточняется, если разница между температурой θ_1'' , полученной по (П1.1), и Таблица П1.1. Степень сгорания топлива $\beta_{ст}$ по высоте топочной камеры

Топливо	Относительная высота верхней границы зоны h_i/h_t'			
	0,20	0,30	0,40	0,50
Антрацит, полуантрацит, тощий уголь	0,86—0,92	0,92—0,95	0,93—0,96	0,94—0,97
Каменные угли	0,92—0,96	0,95—0,97	0,96—0,98	0,98—0,99
Бурые угли, фрезерный торф	0,93—0,97	0,96—0,98	0,97—0,99	0,98—0,99
Мазут и газ при $\alpha_t \geq 1,05$	0,94—0,97	0,96—0,98	0,97—0,99	0,98—1,0
Мазут и газ при $\alpha_t = 1,02$	—	0,90	0,94	0,97
Мазут и газ при подовых горелках	0,72—0,75	0,75—0,80	0,85—0,90	0,92—0,95

Примечание. h_t' — высота топки от нижней границы первой зоны до середины верхней части топки, м; h_i — высота расположения верхней границы зоны, м.

θ_p'' окажется больше 100 °С; $T_1'' = \theta_1'' + 273$ — абсолютная температура газов, К; ψF — произведение коэффициента тепловой эффективности на площадь стен, ограничивающих данную зону:

$$\psi F = \psi_{ст} F_{ст} + \psi' F' + \psi'' F'', \quad (П1.3)$$

где $F_{ст}$, F' , F'' — поверхность стен рассматриваемой зоны и площади сечений, ограничивающие зону снизу и сверху, м²; ψ' — коэффициент, характеризующий отдачу из зоны в сторону холодной воронки или пода топки. Для пода топки $\psi' = 0,1$, а для холодной воронки за значение ψ' принимается коэффициент тепловой эффективности гладкотрубных экранов; ψ'' — коэффициент, характеризующий отдачу теплоты излучением в вышерасположенную зону; для пылеугольных топок с твердым шлакоудалением, а также топок, работающих на газе $\psi'' = 0,1$, для топок с жидким шлакоудалением (открытых и с пережимом), а также топок, сжигающих мазут, $\psi'' = 0,2$; $\psi_{ст}$ — средний коэффициент тепловой эффективности стен зоны, определяется по (4.32); $c_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}$ кВт/(м²·К⁴) — постоянная Стефана — Больцмана в законе излучения абсолютного черного тела.

При сжигании твердых топлив коэффициент теплового излучения среды в первой зоне ξ_1 определяется по формуле (4.36). Коэффициент теплового излучения факела в первой зоне ξ_f определяют по (4.37), где коэффициент ослабления лучей топочной средой

$$k = k_{гп} + k_{эл} \mu_{эл} + 4k_k. \quad (П1.4)$$

Коэффициенты ослабления $k_{гп}$ и $k_{эл} \mu_{эл}$, полученные для топки в целом, сохраняются неизменными, а коэффициент для коксовых частиц в первой зоне принимают в 4 раза больше, чем в формуле (4.39).

При сжигании газа и мазута расчет ξ_{ϕ} производят по (4.42), где коэффициент m при номинальной нагрузке принимает значение: $m=1$ для мазута и $m=0,6$ для газа. При частичных нагрузках коэффициент m уменьшается пропорционально нагрузке.

По формуле (П1.1) определяется температура газов на верхней границе первой зоны. Оценить температуру газов на нижней границе зоны можно, используя соотношение коэффициентов эффективности на нижней и верхней границах:

$$\theta_1' = \theta_1'' \left(\frac{1 - \psi'}{1 - \psi''} \right)^{0,25} \quad (\text{П1.5})$$

Максимальную температуру факела, K , в первой зоне приближенно можно оценить по формуле

$$T_{\phi \text{ макс}} = \beta_{\text{сг}} T_a (1 - \psi_1)^{0,25} (1 - r^{1+n}), \quad (\text{П1.6})$$

где ψ_1 — усредненный коэффициент тепловой эффективности стен зоны; $\psi_1 = \psi F / F_{\phi}$; $F = F_{\text{сг}} + F' + F''$ — полная поверхность стен и площади сечений, ограждающих зону, м^2 ; ψF определяется по формуле (П1.3); n — экспериментальный коэффициент, учитывающий влияние места ввода газов рециркуляции в топку, приведен ниже:

При вводе газов через подовые шлицы	8
При вводе газов через шлицы под горелки	6
При вводе газов в кольцевой канал вокруг горелки	4
При вводе газов в горячий воздух перед горелкой	2

Расчет зон, расположенных выше зоны максимального тепловыделения. Расчет температуры газов на выходе из других зон, расположенных выше зоны максимального тепловыделения, производят также методом последовательных приближений по уравнению

$$\theta'' = \frac{\Delta \beta_3 Q_{\text{вп}}}{(V c'')'} + \frac{c'}{c''} \theta' - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^4 \right] \frac{c_0 \epsilon_T (T')^4 [\psi_{\text{сг}} F_{\text{сг}} - \bar{F}_{\text{сг}} (\psi' - \psi'')]}{2 E_p (V c'')'}, \quad (\text{П1.7})$$

где $\Delta \beta_3$ — коэффициент, характеризующий долю топлива, сгоревшего в пределах рассматриваемой зоны, оценивается по данным табл. П1.1:

$$\Delta \beta_3 = (\beta_{\text{сг}}'' - \beta_{\text{сг}}') \frac{100}{100 - q_4} \quad (\text{П1.8})$$

либо принимается исходя из общего догорания топлива в топке после первой зоны

$$\Sigma \Delta \beta_3 = 1 - \beta_{\text{сг}} - 0,01 (q_3 + q_4). \quad (\text{П1.9})$$

При этом принимают, что в каждой из следующих зон сгорает около 2/3 общего остатка догорания топлива. Сгорание топлива должно завершиться в зоне, верхняя граница которой совпадает с началом входа в горизонтальный газоход. Например, при $\beta_{\text{сг}} = 0,97$ и $\Sigma \Delta \beta_{\text{сг}} = 0,025$ (мазут) принимают $\Delta \beta_2 = 0,016$; $\Delta \beta_3 = 0,006$ и $\Delta \beta_4 = 0,003$ (остаток).

Температуры газов на выходе из зоны θ'' , $^{\circ}\text{C}$, предварительно задаются, условно приняв линейное изменение температуры по высоте топki на участке от верхней границы первой зоны до среднего сечения выхода из топki.

Поскольку объем и состав газа в пределах зоны топki меняется незначительно, в расчете отношение теплоемкостей газов на границе зоны c'/c'' можно заменить отношением средних суммарных теплоемкостей продуктов сгорания, которые определяют по (П1.2) и табл. 2.3: $c'/c'' \approx (V c')' / (V c'')''$; $\psi' - \psi''$ — разность коэффициентов излучения теплоты из расположенной ниже зоны в следующую, расположенную выше. В топках с жидким шлакоудалением (открытых и с пережимом) и при сжигании мазута для следующей зоны после зоны максимального тепловыделения значение $\psi' - \psi'' = 0,1$, для всех последующих зон 0,05, а при расчете последней зоны принимается равным нулю; в пылеугольных топках с твердым шлакоудалением и топках, сжигающих газ, значение $\psi' - \psi'' = 0,05$ для второй и третьей зон, его принимают равным нулю для остальных зон; $F_{\text{сг}} = 0,5 (F' + F'')$ — средняя площадь сечения топочной камеры в

данной зоне, м^2 ; для последней зоны (или двух последних зон), включающей плоскость газового окна, в значение поверхности стен $F_{\text{сг}}$ включают площадь газового окна в выходном сечении топki.

Тепловая эффективность сечения газового окна, закрытого ширманн, $\psi_{\text{г.о}} = \xi_{\text{ш}}$, где $\xi_{\text{ш}}$ принимают по (4.34), а угловой коэффициент $x = 1$. В остальных случаях коэффициент тепловой эффективности ψ определяется с учетом действительных значений ξ и x экранов. Условный коэффициент загрязнения поверхности ξ принимается по табл. 4.8, причем для открытых настенных экранов данной зоны, расположенной в нижней трети топki, его следует увеличить на 10%, т. е. принять 1,1 ξ , а в верхней трети уменьшить на 10% по сравнению с табл. 4.8, т. е. принять 0,9 ξ .

Коэффициент излучения в зонах топочной камеры ξ_i при позонном расчете принимают на основе линейной интерполяции между значениями этих коэффициентов в первой ξ_1 и последней ξ_n зонах. Расчетное значение ξ_n определяют по (4.37) и (4.42), без учета коксовых и сажиных частиц в газовом потоке, когда коэффициент ослабления лучей $k = k_{\text{г.п}} + k_{\text{з.п.}} \mu_{\text{з.п.}}$ — для твердого топлива и $k = k_{\text{г.п}}$ — для газа и мазута при $m = 0$. Тогда коэффициент излучения в любой следующей зоне, после рассчитанной, ξ_{i+1} можно определить по формуле

$$\xi_{i+1} = \xi_i - \frac{\xi_i - \xi_n}{n - 1}, \quad (\text{П1.10})$$

где $i = 1, 2, \dots (n-1)$ — номер зоны; n — общее число зон.

Расчет тепловой нагрузки радиационных поверхностей в зонах топki. Среднее тепловое напряжение, кВт/м^2 , радиационных поверхностей в каждой зоне (воспринятый тепловой поток) определяется по формуле

$$q_{\text{ли}} = 5,67 \cdot 10^{-11} \psi_i \xi_i T_i^4, \quad (\text{П1.11})$$

где $T_i = 0,5 (T' + T'')$ — средняя температура газов в зоне, K .

Средняя температура зоны максимального тепловыделения $T_1 = 0,5 (T_{\phi \text{ макс}} + T_1'')$.

Максимальное локальное тепловое напряжение в первой зоне зависит от многих переменных факторов (интенсивности горения, неравномерности загряз-

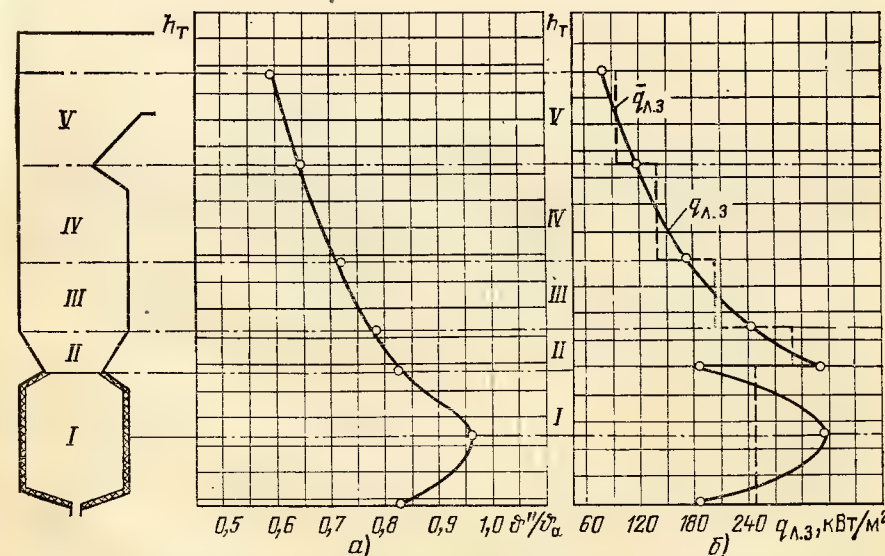


Рис. П1.1. Изменение относительной температуры газов по высоте топki (а) и воспринятого экранами теплового потока (б)

нений экранов, коэффициента излучения факела в ядре горения и др.), точный учет которых затруднен. Поэтому его оценивают приближенно, используя ожидаемую максимальную температуру факела

$$q_{л1}^{\max} = 5,67 \cdot 10^{-11} \psi \xi_1 (T_{\phi}^{\max})^4. \quad (\text{П1.12})$$

По результатам расчета можно построить графики изменения температур газов и тепловых напряжений экранов топki, а также отношение $q_{л1}$ к средней тепловой нагрузке топочных экранов [см. (4.52)], характеризующее коэффициент неравномерности тепловосприятия по высоте топочной камеры η_n (рис. П1.1).

П2. Расчеты парового котла на ЭВМ

П2.1. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА МЕТОДОМ ПРИРАЩЕНИЙ

На рис. П2.1 показана расчетная схема прямоточного котла. Котел имеет П-образную компоновку. В топке размещены нижняя радиационная часть (НРЧ) и верхняя радиационная часть (ВРЧ). В горизонтальном газоходе расположен конвективный пароперегреватель, в вертикальном — переходная зона, экономайзер и воздухоподогреватель. На схеме отмечены переменные величины, подлежащие расчету методом приращений. Постоянные величины, например температуры перегрева, холодного воздуха, на схеме не показаны так же как и параметр X (например, паропроизводительность $\bar{D}$, температура питательной воды $t_{п.в}$ и т. д.), в зависимости от изменения которого необходимо отыскать изменения указанных на схеме переменных величин. Доля впрыска принята постоянной, поэтому она в расчет не входит. Поддержание постоянства перегрева осуществляется за счет соотношения вода — топливо ($\bar{B}/\bar{B}$).

Число переменных равно 12: 6 температур газов ϕ_a ; ϕ_T'' ; ϕ_n'' ; $\phi_{п.з}''$; ϕ_g'' ; ϕ_{yx} ; 3 температуры по водопаровому тракту: t_a'' ; $t_{пз}''$; $t_{врч}''$; степень сухости пара за НРЧ $x''_{нрч}$; температура горячего воздуха $t_{г.в}$ и относительный расход топлива $\bar{B}$. Число уравнений также равно 12: 1 для горелки, 3 для топki (теплообмен, баланс в НРЧ, и баланс в ВРЧ), по 2 для пароперегревателя, переходной зоны, экономайзера и воздухоподогревателя.

Для расчета котла методом приращений при сжигании каменного угля были заданы исходные данные при номинальной нагрузке (табл. П2.1). Они служили основой для определения коэффициентов a и b системы (8.42). Из данных коэффициентов составлена матрица, представленная ниже. Соответствующую ей систему уравнений решали на ЭВМ, причем использовалась стандартная программа решения системы линейных уравнений методом главных элементов. Результаты расчета для изменения паропроизводительности ($X = \bar{D}$) представлены на рис. П2.2. С увеличением нагрузки адиабатная температура горения растет весьма слабо, а температура на выходе из топki — достаточно сильно, что видно, например, из формулы (7.6). Остальные температуры по газовому тракту котла изменяются менее интенсивно при изменении $\bar{D}$.

Отсюда следует важный вывод: с ростом нагрузки котла лучистое тепловосприятие топki, обусловленное разностью температур $\phi_a - \phi_T''$, падает, а конвективное тепловосприятие поверхностей соответственно возрастает. Эта особенность тепловосприятия радиационных и конвективных поверхностей используется как способ стабилизации перегрева пара при размещении части пароперегревателя в топке и части — в конвективном газоходе.

Температура уходящих газов несколько увеличивается с ростом $\bar{D}$, что вызывает рост потерь q_2 . Это определяет соотношение $\bar{B}/\bar{D}$, не равное единице, что было бы при постоянном КПД, а несколько большее единицы (примерно 1,06). Изменение температур рабочих сред, показанное на рис. П2.2, также свидетельствует об уменьшении лучистого и росте конвективного тепловосприятия в поверхностях нагрева котла.

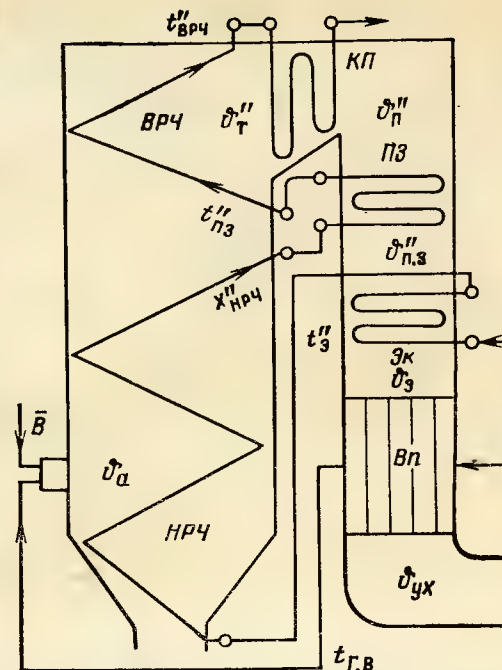


Рис. П2.1. Расчетная схема прямоточного котла

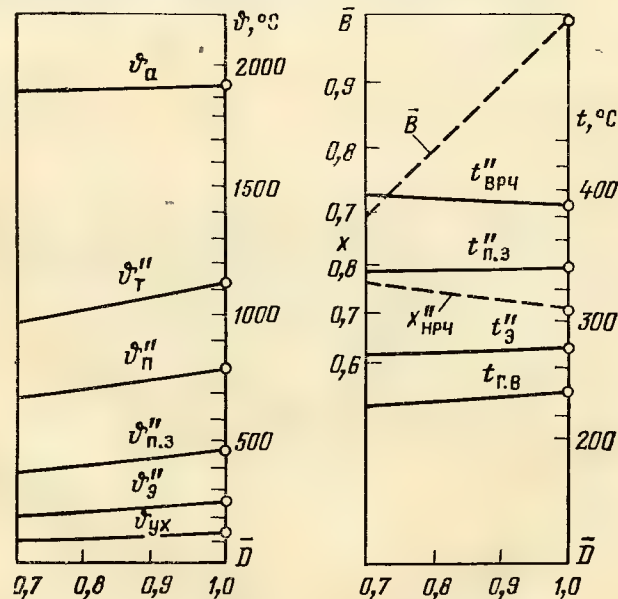


Рис. П2.2. Результаты расчета прямоточного котла методом приращений при изменении паропроизводительности

Таблица П2.1. Исходные данные при номинальной нагрузке для прямоточного котла

Величина	Поверхность нагрева				
	Топка		Пароперегреватель	Переходная зона	Экономайзер
	НРЧ	ВРЧ			
θ' , °C	1920		1130	800	450
H' , кДж/кг	23 400		13 000	9100	4980
θ'' , °C	1130		800	450	270
H'' , кДж/кг	13 000		9100	4980	3000
t' , °C	280	340	390	—	215
h' , кДж/кг	1235	2860	3070	2280	920
t'' , °C	316	390	510	340	280
h'' , кДж/кг	2260	3070	3400	2860	1235
$(\partial h/\partial t)'$, кДж/(кг·°C)	5,1	—	3,4	—	4,55
$(\partial h/\partial t)''$, кДж/(кг·°C)	—	3,4	—	5,32	5,1
α_k , Вт/(м ² ·°C)	—	—	56	59	58
α_n , Вт/(м ² ·°C)	—	—	157	29	6
α_2 , Вт/(м ² ·°C)	—	—	1825	—	—
k , Вт/(м ² ·°C)	—	—	81	63	51
Δt_c , °C	—	—	740	473	170
Δt_m , °C	—	—	290	140	50
Δt , °C	—	—	515	290	102

Таблица П2.2. Матрица для расчета прямоточного котла методом приращений

Поверхность нагрева	Номер уравнения	Коэффициенты при переменных величинах				
		a_a	a_t	a_p	$a_{пз}$	$a_э$
		1	2	3	4	5
Горелочное устройство	1	-12,188				
	2	-0,0002	0,0007			
Топка	3	0,0012	-0,0011			
	4	0,0012	-0,0011			
Пароперегреватель	5	0,0001	0,0029	-0,0029		
	6		0,0011	0,0021		
Переходная зона	7			0,0027	-0,0027	
	8			0,0017	0,0038	
Экономайзер	9				0,0056	-0,0056
	10				0,0038	0,0092
Воздухоподогреватель	11					0,0072
	12					0,0136

Примечание. Незаполненные места в таблице соответствуют нулевым элементам

Метод приращений основан на замене нелинейных зависимостей между параметрами приближенными линейными. Результаты расчетов методом приращений справедливы при не очень больших отклонениях параметров от исходных (базовых) значений. Более конкретно об области применения метода можно говорить только после сравнения результатов расчета методом приращений с другими методами.

Определенную сложность в данном методе представляют расчеты на ЭВМ большой системы уравнений с использованием специальных программ. Однако, приняв некоторые допущения, можно существенно упростить задачу. В частности, примем, что адиабатная температура мало зависит от нагрузки котла

(т. е. $d\theta_a/d\bar{D} \approx 0$), так что можно не определять коэффициенты a_a в уравнениях. Кроме того, будем считать, что $d\bar{B}/d\bar{D} \approx 1$. В этом случае коэффициенты a^* примут вид свободных членов и перейдут с противоположными знаками в правые части уравнений.

Таким образом, определению подлежат не 12, а только 10 неизвестных величин. Соответственно уменьшится число уравнений, в частности отпадет уравнение для горелочного устройства. В уравнении теплообмена для топки (8.43) считаем, что $d\theta_a/d\bar{D} = 0$; $d\bar{B}/d\bar{D} = 1$; $b = 0$. Таким образом, останется одна неизвестная $d\theta_t''/d\bar{D}$, а уравнение примет вид (табл. П2.2, уравнение 2) $0,0007 d\theta_t''/d\bar{D} = 0,216$, откуда следует, что $d\theta_t''/d\bar{D} = 308$.

Далее можно перейти к пароперегревателю, где неизвестными являются $d\theta_p''/d\bar{D}$ и $dt_{пз}/d\bar{D}$. Получится система двух уравнений:

$$-0,0029 d\theta_p''/d\bar{D} + 0,0103 dt_{пз}/d\bar{D} = -0,0029 \cdot 308;$$

$$0,0021 d\theta_p''/d\bar{D} + 0,0096 dt_{пз}/d\bar{D} = -0,0011 \cdot 308 - 0,0598 + 0,964.$$

щений

ных величинах

a_{yx}	$a_{t_э}$	$a_{пз}$	$a_{пз}$	$a_{врч}$	$a_{г.в}$	a^B	Свободный член b
6	7	8	9	10	11	12	
					7,744		
						-0,216	
	0,005	-1,229				1	1
			0,0253	-0,0162		1	1
				0,0103		1	1
				0,0096		0,0598	0,964
		2,172	-0,0093			1	1
		2,169	-0,0103			0,288	1
	-0,0162					1	1
	-0,0194					0,433	1
-0,0073					-0,0048		
0,0063					-0,0178	-0,337	

матрицы.

12*

Решение системы дает $d\theta_{п}''/d\bar{D}=291$; $dt_{врч}''/d\bar{D}=-4,8$. Отсюда видно, что тепловосприятие конвективного пароперегревателя растет, а ВРЧ — уменьшается. Из уравнения баланса в топке для ВРЧ (см. табл. П2.2, уравнение 4) можно определить $dt_{пз}''/d\bar{D}$. Уравнение 3 не понадобится. Используя два уравнения для переходной зоны, определяем $d\theta_{пз}''/d\bar{D}$ и $dx_{вгч}''/d\bar{D}$. Аналогично решаются по два уравнения для экономайзера и воздухоподогревателя и определяются остальные величины. Полученные результаты близки результатам точного расчета — решения системы 12 уравнений.

П2.2. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА РАСХОДА ТОПЛИВА

Схема вычислительного процесса (рис. П2.3) составлена таким образом, что после ввода исходных данных машина последовательно производит расчет и печать полученных данных таблицы объемов, таблицы энтальпий, потерь теплоты и КПД парового котла, расчетного расхода топлива и коэффициента сохранения теплоты.

Исходные данные включают характеристики котла и используемого топлива, а также другие необходимые для расчета величины (например, температуру уходящих газов, потери теплоты с химической, механической неполнотой сгорания, отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому, присосы воздуха в газоходы котла и др.), которые следует выбрать согласно рекомендациям гл. 1—5 настоящего пособия.

В программе предусмотрен циклический (циклы $i=0, 1, \dots, 23$, всего 24 цикла) ввод 144 значений теплоемкостей составляющих продуктов сгорания (трехатомных газов, азота, водяных паров, золы и др.) и воздуха при температурах 0, 100, 200, ... 2300 °С (см. табл. 2.4). Эти теплоемкости одинаковы для всех топлив и принимаются согласно данным табл. 2.2. Поэтому расчет паровых котлов, работающих на заданных топливах, начинается с ввода характеристик топлив (например, теплоты сгорания, зольности) и продуктов их сгорания (теоретических объемов трехатомных газов, азота, водяных паров и др.) и параметров работы котла (паропроизводительности котла, температуры воздуха и уходящих газов, потерь теплоты, присосов воздуха и др.).

Машина выполняет вычисления и печатает полученные значения объемов, объемных долей, концентраций золы в продуктах сгорания. Эти расчеты проводятся последовательно для всех поверхностей нагрева котла, начиная с топочной камеры. Предварительно для каждой поверхности определяется средний коэффициент избытка воздуха.

Далее вычисляются и печатаются энтальпии продуктов сгорания. Эти расчеты для всех поверхностей нагрева проводятся аналогично расчетам объемов, но при конечных коэффициентах избытка воздуха α'' . Для топочной камеры и каждой поверхности нагрева предусмотрены определенные температурные интервалы для расчета значений энтальпий, в пределах которых расчеты выполняются с температурным шагом в 100 °С. Нижние границы интервалов температуры оформляются в программе заданием для каждой поверхности своей начальной температуры (например, для топки 800 °С). Конечные температуры задаются присваиванием специально вводимой переменной k значения индекса элемента массива теплоемкостей; в результате целочисленная переменная i соответствует температуре, при которой машина производит последнее вычисление энтальпии для предыдущей поверхности. Для топки $k=i_{\text{кон}}$, а $i_{\text{кон}}=23$, чему соответствует температура газов, равная 2300 °С.

После расчета энтальпий за последней поверхностью нагрева вычисляется энтальпия уходящих газов для конкретного, первоначально принятого значения температуры этих газов. При этом используется коэффициент избытка воздуха за последней поверхностью, т. е. в уходящих газах. Для расчета энтальпии уходящих газов выбираются теплоемкости при ближайших температурах (заложенных в память машины) и осуществляется интерполяция для температуры уходящих газов. Команда на расчет энтальпии уходящих газов осуществляется путем присвоения идентификатору температуры t значения температуры уходящих газов. Окончание расчета после печати обеспечивается путем присвоения

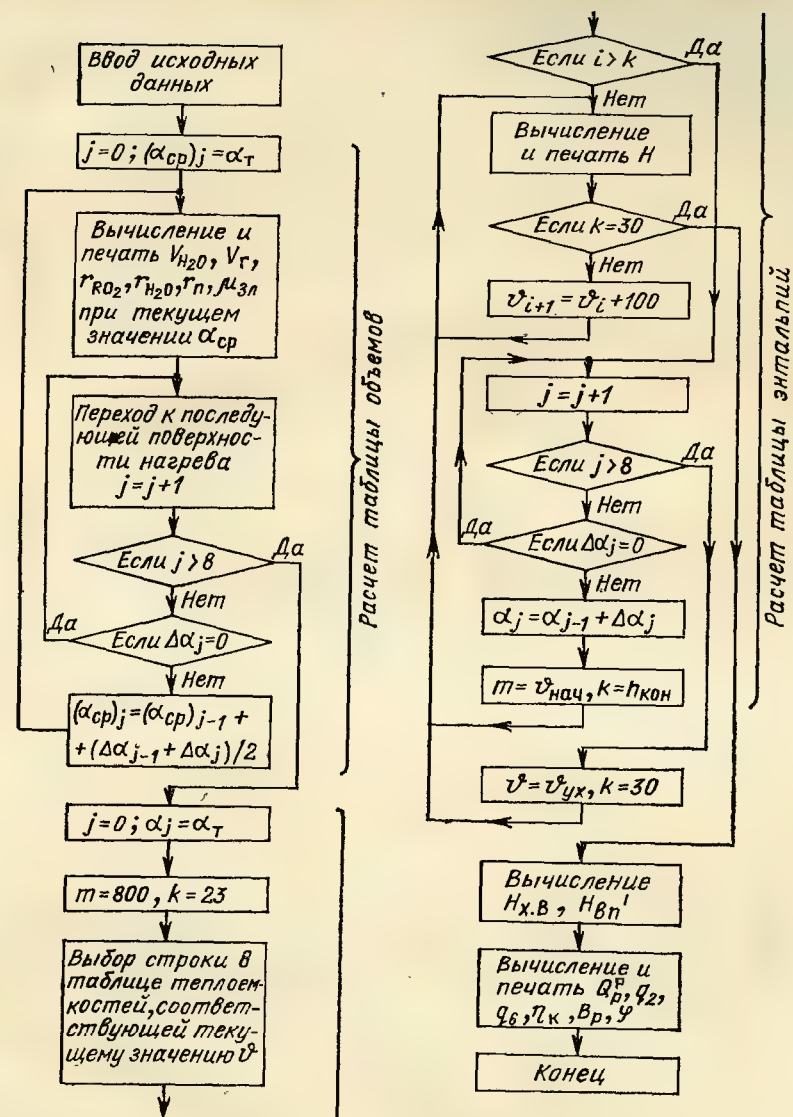


Рис. П2.3. Структурная схема программы расчета расхода топлива

переменной k значения выходящего за принятый ранее интервал цикла теплоемкостей ($i=0, \dots, 23$), например числа 30.

Программа расчета потерь теплоты с уходящими газами и с теплотой шлака. КПД котла, расхода топлива и коэффициента сохранения теплоты строится на математическом обеспечении, представленном в гл. 3, и поэтому не нуждается в специальном пояснении.

П2.3. АЛГОРИТМ КОНСТРУКТИВНОГО РАСЧЕТА ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ

Схема расчета поверхности стен топочной камеры предусматривает использование данных расчета объемов, энтальпий продуктов сгорания, КПД котла и расхода топлива (подробно — см. в П2.2). Расчет основан на критериальной формуле (4.25). В качестве исходных данных вводятся: температура газов на выходе из топки $\theta_{г''}$, °С, степень рециркуляции газов r , параметр, учитывающий характер распределения температур по высоте топки M , коэффициент тепловой эффективности экранов ϕ , коэффициент ослабления лучей золовыми частицами и коксом $k_{эл}$, k_k , $1/(m \cdot M \Gamma a)$, и соотношение содержания углерода к содержанию водорода в рабочей массе топлива (C^p/H^p). Выбор перечисленных величин осуществляется в соответствии с указаниями гл. 4 настоящего пособия.

В связи с тем что расчет эффективной степени излучения факела выполняется для твердого топлива по (4.37), а для газообразного и жидкого — по (4.42), для распознавания ЭВМ рода топлива и выбора расчетных формул используется в качестве специальной метки коэффициент усреднения m (коэффициент заполнения топки светящимся пламенем); в исходных данных этот коэффициент для твердого топлива принимается равным нулю, для газообразного и жидкого — выбирается в соответствии с данными табл. 4.8.

Завершается расчет топочной камеры вычислением среднего теплового напряжения топочной камеры, для чего используется (4.53).

П2.4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ШИРМОВОГО ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

На рис. П2.4 показана структурная схема расчета ширмы на ЭВМ. Как уже отмечалось (§ 8.4), расчет ширмы обычно проводится конструкторско-поверочным методом. Вначале в программу вводят теплотехнические данные: расходы пара и топлива, температуры и энтальпии газов и пара на входе в ширму, а также величины, характеризующие физические свойства пара и газов. Затем предварительно задают энтальпии и температуры газов и пара на выходе из ширмы, которые на схеме обозначены величинами с индексом «2». Задают предварительно тепловосприятие дополнительной поверхности нагрева в области ширмы (примерно 0,1 общего теплоперепада). Затем вводят конструктивные данные для ширмы и дополнительной поверхности.

Машина рассчитывает сечения и скорости газов и пара. Если скорости оказываются в допустимых пределах, то рассчитываются коэффициенты, зависящие от вида топлива: взаимного теплообмена между топкой и ширмой β , распределения тепловой нагрузки по высоте топочной камеры η_{β} , поправочный коэффициент ξ_{β} , коэффициент загрязнения ε и показатель степени в формуле для коэффициента теплоотдачи излучением m (для твердого топлива $m=4$, для газа и мазута $m=3,6$).

Далее происходит расчет теплоты по балансу для ширмы и теплоты излучения. Рассчитываются коэффициенты теплоотдачи конвекцией, коэффициент теплопередачи, а также количества теплоты за счет теплопередачи в ширме и дополнительной поверхности $Q_{т.ш}$ и $Q_{т.д}$. Происходит сопоставление количеств теплоты по балансу и теплопередаче для ширмовой и дополнительной поверхностей.

Погрешность сопоставления должна быть не более 0,02 для основной поверхности и 0,1 — для дополнительной. Если погрешности превышают допустимые, вычисляются новые значения энтальпий газов и пара на выходе из ширмы, а по формулам линейной интерполяции — соответствующие температуры. После этого программа возвращается снова к расчету теплопередачи. Если погрешности не превышают допустимых, печатаются результаты расчета.

П2.5. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ЗМЕЕВИКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Структурная схема конструктивных расчетов конвективных змеевиковых поверхностей нагрева представлена на рис. П2.5. Вначале в программу вводят необходимые теплотехнические данные из расчета тепловой схемы котла: расходы рабочей среды и топлива, температуры среды и газов, а также соответствующие физические параметры сред.

Затем вводят предварительные геометрические данные: размеры газохода,

наружные и внутренние диаметры труб, шаг, число заходов труб и т. д. Машина выполняет расчет сечений и скоростей газов и рабочей среды и «спрашивает» конструктора, удовлетворяют ли его полученные результаты. Если нет — программа возвращается к вводу конструктивных данных, которые должны быть соответственно изменены; если да — происходит расчет теплопередачи в поверхности нагрева.

В зависимости от расположения труб, вида топлива и типа поверхности нагрева происходит выбор соответствующих расчетных формул и способов

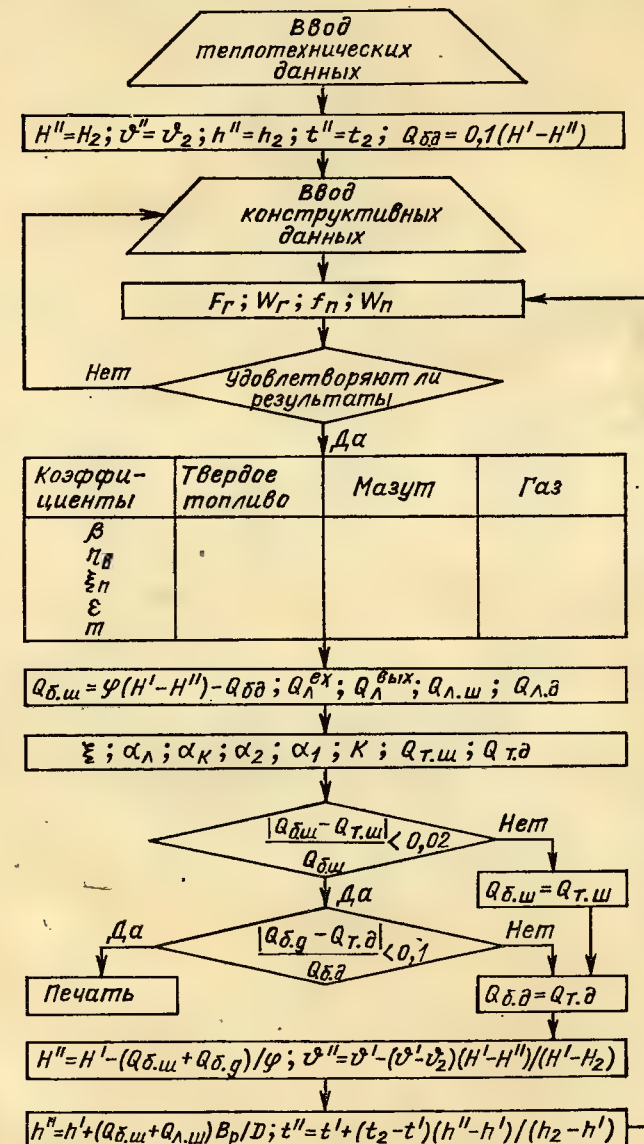


Рис. П2.4. Структурная схема расчета ширмы на ЭВМ

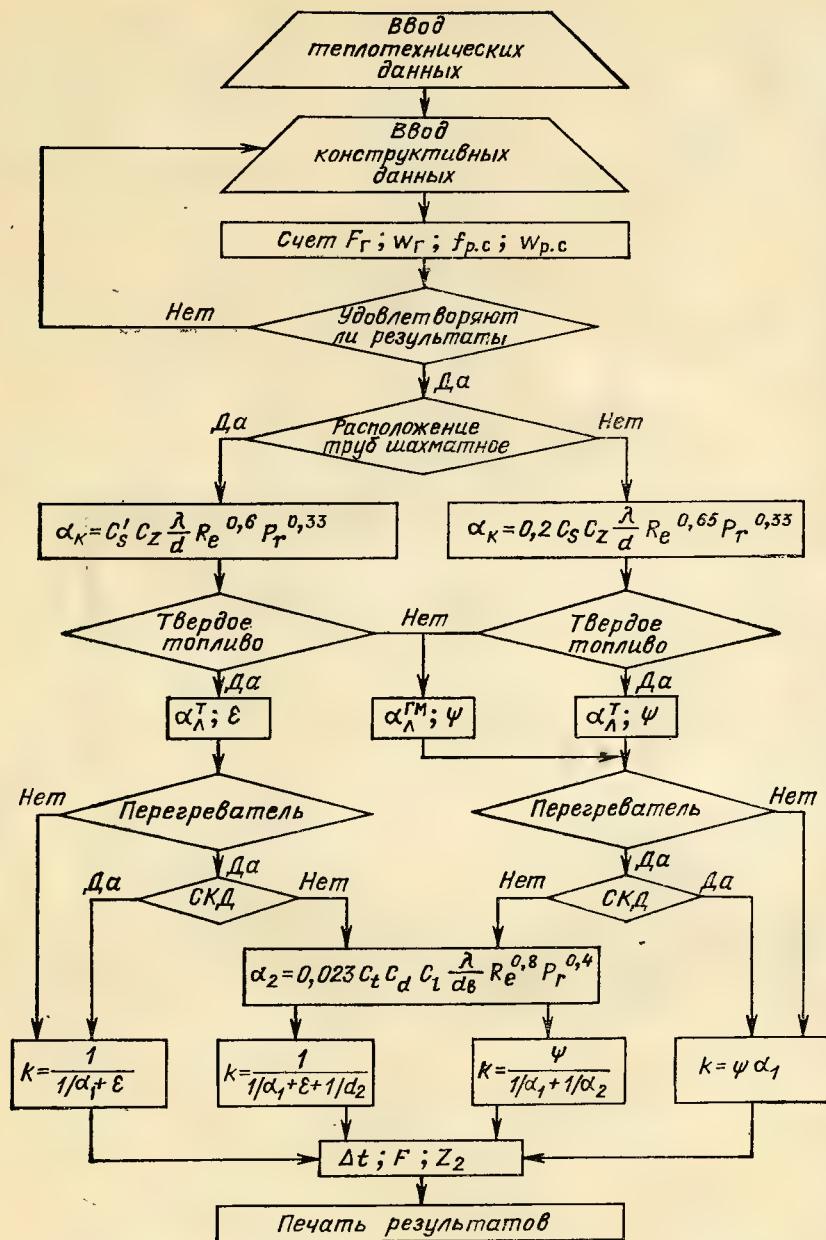


Рис. П2.5. Схема конструктивного расчета змеевиковых поверхностей нагрева на ЭВМ

расчета. Коэффициенты теплоотдачи конвекцией от газов к стенке α_k рассчитываются по различным формулам в зависимости от расположения труб. Расчет излучения зависит от вида топлива: твердого (α_l^t), газа или мазута ($\alpha_l^{гм}$).

На схеме видно, что только для твердого топлива и шахматного расположения труб учитывается коэффициент загрязнения ϵ . Во всех других случаях расчет ведется с применением коэффициента эффективности ψ . Видно также, какие формулы для коэффициента теплопередачи k используются в различных случаях.

После расчета коэффициента теплопередачи определяется температурный напор Δt , площадь поверхности нагрева F , число труб по ходу газов z_2 и происходит печать результатов.

П2.6. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ТРУБЧАТОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Для выполнения конструктивного расчета трубчатого воздухоподогревателя на ЭВМ (рис. П2.6) после ввода необходимых теплотехнических параметров предварительно задают некоторые конструктивные данные: размеры газохода,

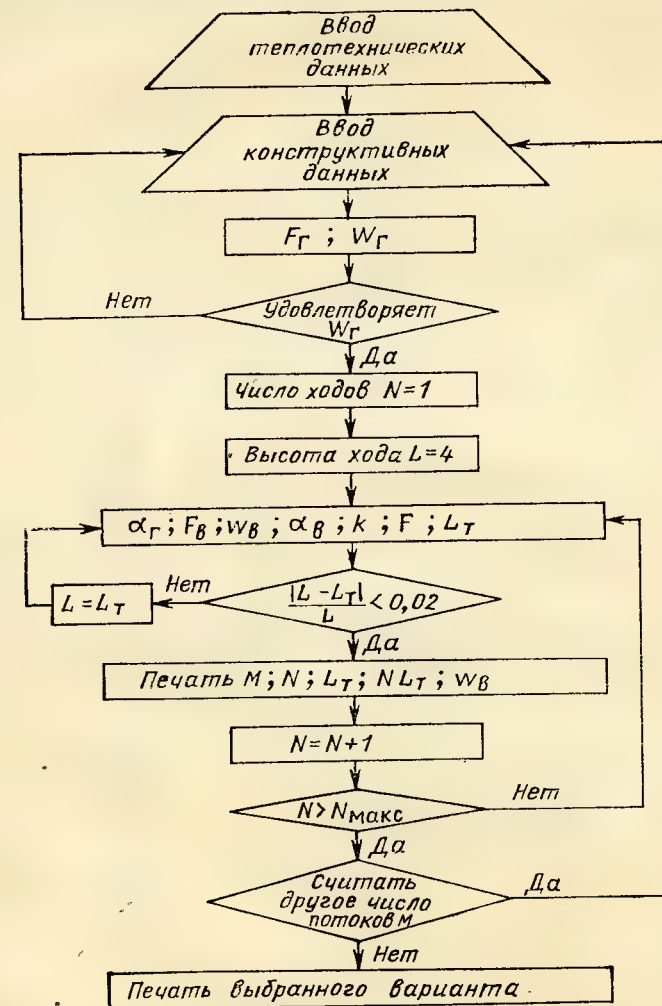


Рис. П2.6. Структурная схема расчета трубчатого воздухоподогревателя на ЭВМ

диаметры и шаги труб, число потоков воздуха M . Программа выполняет расчет сечения и скорости газов. Если эта скорость удовлетворяет допустимым значениям ($w_r = 11 \pm 2$ м/с), задается начальное число ходов воздуха N и высота хода L (например, $N=1$, $L=4$ м).

Далее выполняется расчет коэффициента теплоотдачи от газов к стенке, живого сечения по воздуху и скорости воздуха, коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху и коэффициента теплопередачи. Рассчитываются поверхность нагрева и высота хода из условий теплопередачи L_t . Если заданная и полученная высота хода существенно отличаются друг от друга (например, более чем на 2%), принимается $L=L_t$ и расчет теплопередачи повторяется. Если L и L_t отличаются мало, происходит печатание числа потоков M , числа ходов N , высоты хода L_t , общей высоты воздухоподогревателя NL_t и скорости воздуха w_r . Затем выполняется расчет на другое число ходов до его максимального значения $N_{\max}$ (предположим, $N_{\max}=4$). При необходимости расчет производится и на другое число потоков M . Результаты расчетов печатаются в виде таблицы. Конструктор может выбрать, какие значения числа потоков и числа ходов дают наиболее рациональные результаты по скорости воздуха и высоте воздухоподогревателя, т. е. оптимальные результаты, обеспечивающие минимумы капитальных и эксплуатационных затрат.

ПЗ. Тепловой расчет мембранного экономайзера

Интенсификация тепловой эффективности поверхности нагрева за счет оребрения, в первую очередь, на стороне среды с меньшим коэффициентом теплоотдачи приводит к снижению габаритных размеров и массы, интенсивности золowego износа, стоимости эксплуатации, а в случае отработанной технологии изготовления — и стоимости изготовления.

Мембранные (плавниковые) экономайзеры более эффективны, чем гладкотрубные и при одинаковых тепловосприятиях требуют меньшего расхода металла и достаточно надежны в эксплуатации, однако могут более интенсивно заноситься золовыми частицами. Мембранные экономайзеры изготавливают из гладких труб в виде змеевиков, на прямых участках которых между соседними

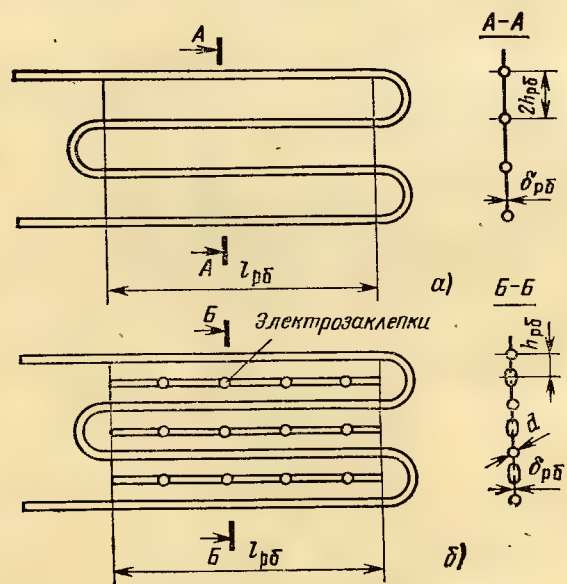


Рис. ПЗ.1. Компоновка мембранного экономайзера:

а — со сплошной проставкой; б — с проставкой, имеющей зазор по вершине стыковки ребер

трубам змеевика ввариваются (или опрессовываются) проставки из листовой стали (толщиной 2—4 мм) (рис. ПЗ.1). При этом общая компоновка трубного пакета сохраняется шахматной.

Тепловые характеристики работы мембранного экономайзера* приведены ниже:

На входе	На выходе
1. Давление рабочей среды p , МПа	28 27,5
2. Температура рабочей среды, t , °C	240 295
3. Энтальпия рабочей среды h , кДж/кг	1041 1299
4. Расход рабочей среды D , кг/с	421 433
5. Температура дымовых газов ϑ , °C	573 4384
6. Энтальпия дымовых газов H , кДж/кг	5872 ≈60
7. Расчетный расход сжигаемого топлива B_p , кг/с	Около 5,0
8. Объем дымовых газов при среднем коэффициенте избытка воздуха в экономайзере $\alpha_{ср.эк}$ при 0 °C и 0,1 МПа $V_{г.эк}$, м³/кг	

Конструктивные характеристики мембранного экономайзера

9. Диаметр и толщина труб экономайзера $d \times \delta$, мм	42×6,5
10. Число конвективных шахт $n_{ш}$	2
10а. Число параллельно включенных пакетов $n_{пакет}$	4
10б. Число параллельно включенных труб n	412
11. Поперечный шаг труб s_1 , мм	126
12. Продольный шаг труб s_2 , мм	61,5
13. Диагональный шаг труб $s'_2 = d \sqrt{\frac{1}{4} \sigma_1^2 + \sigma_2^2}$, мм	88
14. Число труб в ряду z_1	51,5
15. Число рядов труб по ходу газов z_2	24
16. Длина змеевика $l_{зм}$, м	123,6
17. Толщина мембраны $\delta_{рб}$, мм	4
18. Высота мембраны $h_{рб} = 2s_2/2 - d/2$, мм	40,5
19. Длина мембраны $l_{рб}$, м	9,376
20. Поверхность обогреваемой части одного змеевика без ребер $F_{гп} = \pi d l_{зм} - \delta_{рб} l_{рб} (z_2 - 2)$, м²	15,47
21. Поверхность ребер одного змеевика $F_{рб} = 2l_{рб} h_{рб} (z_2 - 2)$, м²	16,7
22. Суммарная поверхность одного змеевика $F_{зм} = F_{гп} + F_{рб}$, м²	32,18
23. Общая теплообменная поверхность мембранного экономайзера $F_{эк} = F_{зм} n$, м²	13250
24. Ширина газохода экономайзера $a_{ш}$, м	20,4
24а. Глубина $b_{ш}$, м	6,59
25. Живое сечение для прохода газов $f_r = (a_{ш} b_{ш} - a_{ш} d z_1 - 2l_{рб} \delta_{рб} z_1) 2$, м²	173
26. Живое сечение для прохода воды $f_0 = \frac{\pi d^2 n}{4}$, м²	0,27

Тепловой расчет мембранного экономайзера

27. Теплота, отданная газам (балансовая), $Q_0 = \frac{D_{гк}(h''_{гк} - h'_{гк})}{B_p}$, кДж/кг	1810**
28. Средняя температура газов $\vartheta_{ср.эк} = (\vartheta'_{гк} + \vartheta''_{гк})/2$, °C	503
29. Средняя скорость газов в экономайзере $w_{г.эк} = \frac{B_p V_{г.эк} (\vartheta_{ср.гк} + 273)}{273 f_r}$, м/с	5,6

* Приведенные численные значения относятся к котлу П-57Р (топливо — экибастузский уголь, $Q_{н^p} = 17,3$ МДж/кг).

** Здесь и далее даны оценочные значения.

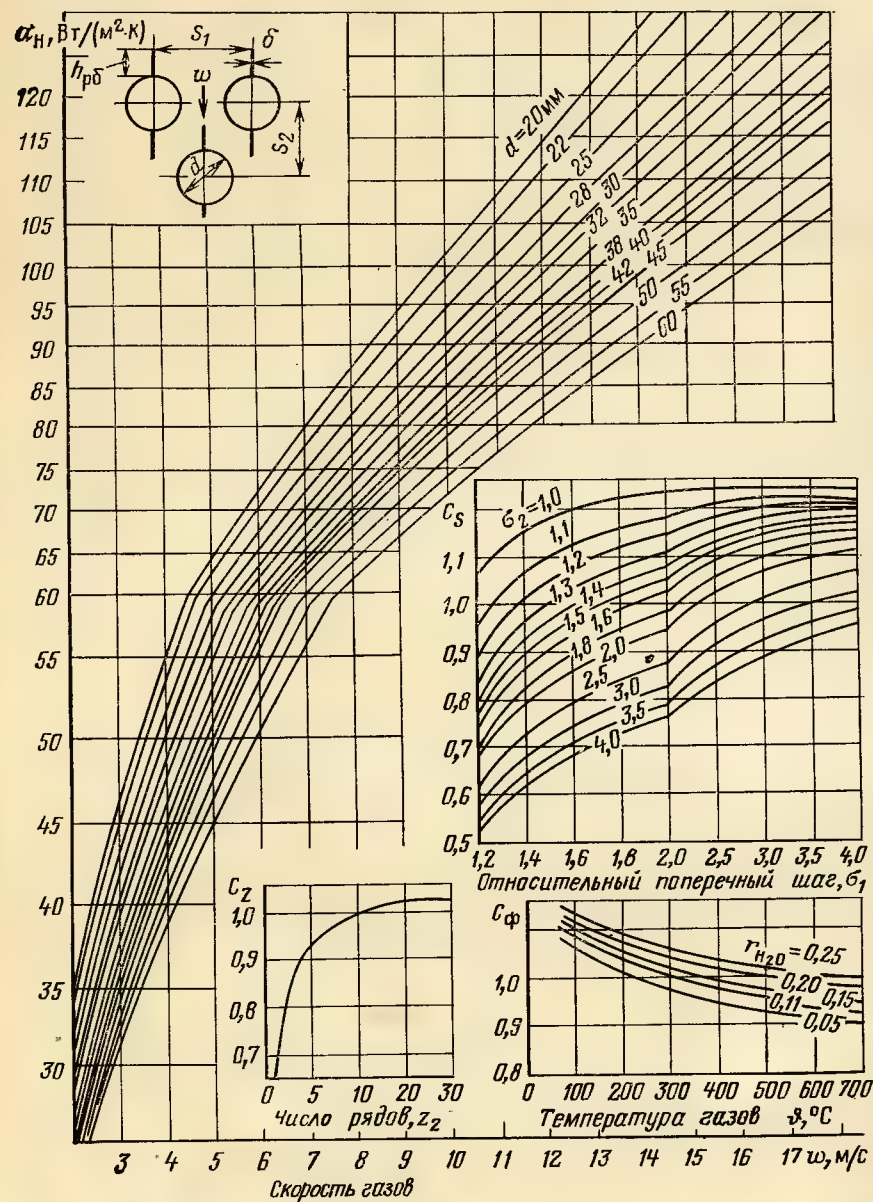


Рис. П3.2. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_k = \alpha_n C_2 C_s C_\phi$ конвекцией шахматных пучков труб с плавниками

30. Коэффициент теплоотдачи от газов конвекцией α_k , Вт/(м²·К), см. рис. П3.2 . 60
31. Коэффициент загрязнения ϵ , м²·К/Вт, рассчитывается по (6.44) . 0,007
32. Коэффициент, учитывающий влияние расширения ребра к основанию μ (для мембран $\mu=1$) . 1,0
33. Коэффициент, учитывающий неравномерную теплоотдачу по поверхности ребра $\psi_{рб}$ (для ребра с прямым основанием) . 0,9
34. Вспомогательный коэффициент $\beta = \sqrt{\frac{2\psi_{рб}\alpha_k}{0,0018\delta_{рб}\lambda_m(1+\epsilon\psi_{рб}\alpha_k)}}$. 23
35. Теплопроводность металла ребер (выбирается для температуры стенки, равной средней температуре воды плюс 30 °С, т. е. $t_{ст} = t_{ср.эк} + 30$ °С): . 43
- | | | | | |
|---|-----|-----|------|-----|
| Температура ребер, °С | 200 | 250 | 300 | 350 |
| Теплопроводность металла ребер (сталь 20) λ_m , Вт/(м²·К) | 52 | 48 | 44,2 | 43 |
36. Коэффициент эффективности ребер $E = \frac{th(\beta l)}{\beta l}$. 0,78
- | | | | | | |
|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| βl | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 |
| $th(\beta l)$ | 0,462 | 0,537 | 0,604 | 0,664 | 0,716 |
37. Приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha'_{пр} = \left(\frac{F_{рб}}{F_{зм}} \epsilon \mu + \frac{F_{гя}}{F_{зм}} \right) \frac{\alpha_k \psi_{рб}}{1 + \epsilon \alpha_k \psi_{рб}}$, Вт/(м²·К) . 34,8
38. Температурный напор $\Delta t = \frac{\theta' - t''}{2,3 \lg \frac{\theta' - t''}{\theta'' - t'}}$, °С . 236
39. Тепловосприятие по уравнению теплопередачи $Q_\tau = \frac{\alpha_{пр}' \Delta t F_{эк}}{10^3 B_p}$, кДж/кг . 1790
40. Невязка тепловосприятия экономайзера $\delta Q = \frac{Q_6 - Q_\tau}{Q_6} \cdot 100$, % . Должна быть менее 2%

П4. Теплотехнические характеристики энергетических топлив

Таблица П4.1. Расчетные характеристики твердых и жидких топлив

№ пп	Республика, край, область	Бассейн, место- рождение	Марка топлива	Класс или продукт обогащения	Состав рабочей массы топ				
					W ^p	A ^p	S _K ^p	S _{op} ^p	C ^p
Твердое									
1.	УССР, До- нецкая, Ворошилов- градская области	Донец- кий	Д	Р	13,0	24,4	1,8	1,3	47,0
2.	То же	"	Д	Отсев	14,0	27,5	2,3	1,2	43,3
3.	"	"	Г	Р	10,0	25,2	2,1	1,1	51,2
4.	"	"	Г	Отсев	11,0	28,5	2,5	1,0	47,2
5.	"	"	Г	Промежуточный продукт	12,0	35,0	2,0	0,9	40,1
6.	"	"	Д	Концентрат	14,0	8,6	1,0	1,5	61,1
7.	"	"	Г	"	13,0	11,3	1,3	1,3	62,1
8.	"	"	Г	Шлам	17,0	34,9	1,7	0,8	36,8
9.	"	"	Ж	Р	6,0	26,3	2,0	0,7	56,5
10.	"	"	Ж	Концентрат энергетический	10,0	14,4	2,4	0,8	63,5
11.	"	"	ОС	Р	5,0	23,8	2,1	0,7	61,9
12.	"	"	Ж, К, ОС	Промежуточный продукт	12,0	34,3	2,3	0,5	43,2
13.	"	"	Т	Р	6,0	25,4	1,6	0,8	61,1
14.	"	Донецкий	А	Штыб, СШ	8,5	30,2	1,1	0,5	56,4
15.	РСФСР, Кемеровская область	Кузнец- кий	Д	Р, СШ	12,0	13,2	0,4		58,6
16.	То же	"	Г	Р, СШ	8,0	14,3	0,5		63,3
17.	"	"	ОС	Р	6,0	14,1	0,6		72,5
18.	"	"	ОС	Р, отсев	9,0	18,2	0,3		61,5
19.	"	"	Т	Р, отсев	7,0	18,6	0,5		67,0
20.	"	"	Г	Промежуточный продукт	12,0	23,8	0,5		51,4
21.	"	"	Ж	То же	7,0	36,3	0,7		47,9
22.	"	"	КЖ	"	7,0	32,6	0,3		51,9
23.	"	Кузнец- кий, угле- разрезы	Г	РОК1	11,0	13,4	0,3		59,3
24.	"	Новоска- занское	Д	—	13,0	10,4	0,4		59,6
25.	Казахская ССР	Караган- динский	К, К2	Р, отсев	8,0	32,2	0,8		49,6
26.	"	"	К, К2	Концентрат энергетический	10,0	20,7	0,8		59,3

Продолжение табл. П4.1

лива, %			Низшая теплота сгорания Q _Н , МДж/кг	Приведенные характерис- тики		Коэффициент размо- лоспособности k ₁₀	Выход летучих на горючую массу V _г , %	Температуры плавкости зола, °С			Температура начала нормального жидко- го шлакоудаления t _{н.ж.} , °С
H ^p	N ^p	O ^p		Влажность W _п , %·кг/МДж	Золинность A _п , %·кг/МДж			t ₁	t ₂	t ₃	
топливо											
3,4	1,0	8,1	18,5	0,70	1,32	1,28	43,0	1000	1200	1280	1480
3,2	0,9	7,6	16,95	0,83	1,62	1,25	44,0	1100	1250	1350	1480
3,6	0,9	5,9	20,47	0,49	1,23	1,25	40,0	1050	1250	1280	1450
3,3	0,9	5,6	18,88	0,58	1,51	1,35	41,0	1150	1250	1280	1460
3,0	0,8	6,0	15,95	0,75	2,21	1,25	42,0	1200	1340	1380	1500
4,1	1,2	8,5	23,74	0,59	0,36	1,20	42,0	990	1100	1200	—
4,0	1,1	5,9	24,45	0,53	0,46	1,20	39,0	1000	1220	1280	—
2,7	0,7	5,4	14,44	1,18	2,42	—	42,0	1180	1350	1400	—
3,5	1,0	4,0	22,40	0,27	1,17	1,50	32,0	1000	1200	1270	—
3,9	1,1	3,9	25,12	0,40	0,57	1,50	31,0	1000	1180	1220	—
3,2	1,1	2,2	24,20	0,21	0,98	1,90	19,0	1100	1250	1300	—
2,8	0,8	4,1	17,00	0,71	2,02	1,50	20—33	1050	1200	1250	—
2,9	1,0	1,2	23,40	0,26	1,09	1,80	12,0	1120	1200	1250	1400
1,1	0,5	1,7	19,97	0,43	1,51	0,95	4,0	1110	1210	1240	1420
4,2	1,9	9,7	22,86	0,52	0,58	1,10	42,0	1110	1230	1310	1550
4,4	2,1	7,4	25,25	0,32	0,57	1,20	40,5	1150	1270	1340	1450
3,4	1,7	1,7	27,42	0,22	0,51	1,50	14,5	1130	1300	1395	1700
3,6	1,5	5,9	23,57	0,38	0,77	1,10	30,0	1180	1380	1410	1500
2,8	1,6	2,5	25,12	0,28	0,74	1,40	13,0	1250	1370	1450	1500
3,8	1,9	6,6	20,01	0,60	1,19	1,50	41,0	1180	1280	1350	1550
3,4	1,4	3,3	18,76	0,37	1,93	1,35	37,0	1090	1250	1300	—
3,3	1,6	3,3	19,85	0,35	1,64	1,60	25,0	1190	1290	1330	1500
4,1	1,9	10,0	22,94	0,48	0,58	1,00	40,0	1250	1350	1450	1550
4,0	1,8	10,8	22,73	0,57	0,46	1,00	41,5	1160	1290	1360	1560
3,1	0,8	5,5	19,26	0,42	1,67	1,40	28,0	1300	1480	1500	1670
3,6	1,0	4,6	22,90	0,44	0,90	1,40	27,0	1150	1370	1400	1410

№ пп	Республика, край, область	Бассейн, место рождения	Марка топлива	Класс или продукт обогащения	Состав рабочей массы топ				
					W ^p	A ^p	SP _K	SP _{OP}	C ^p
27.	Казахская ССР	Карагандинский	К	Промежуточный продукт	10,0	38,7	0,8	41,8	
28.	То же	Экибастузский (I группа)	СС	Р	6,5	36,9	0,4	0,3	44,8
29.	РСФСР, Тульская, Смоленская, Калининская, Калужская, Рязанская области	Подмосковный (в целом по бассейну)	Б2	Р, ОМСШ	32,0	28,6	1,7	1,0	26,0
30.	Коми АССР	Печорский, Воркутинское	Ж	Р, отсев	5,5	28,4	0,9		55,5
31.	То же	Интинское	Д	Р, отсев	11,5	27,4	1,6	0,9	45,8
32.	УССР, Львовская, Волынская области	Волыньское	Г	Р, отсев	10,0	22,5	2,1	0,9	53,3
33.	То же	Межреченское	ГЖ	Р, отсев	8,0	32,2	2,1	0,7	48,7
34.	РСФСР, Пермская область	Кизеловский	Г	Р, МСШ	6,0	34,8	3,5	1,8	45,5
35.	РСФСР, Челябинская область	Челябинский	Б3	Р, МСШ	17,0	32,4	0,9		35,9
36.	Грузинская ССР	Ткварчельское	Ж	Промежуточный продукт, шлам	11,5	35,0	0,9	0,4	42,5
37.	То же	Ткибульское	Г	То же	15,0	25,5	1,7		44,9
38.	Узбекская ССР	Ангренское	Б2	ОМСШ	34,5	14,4	1,3		39,1
39.	Киргизская ССР	Кок-Янгак	Д	СШ	10,5	18,8	0,6	0,7	56,2
40.	То же	Таш-Кумыр	Д	СШ	14,5	21,4	1,2		47,8
41.	РСФСР, Красноярский край	Березовское	Б2	Р	33,0	4,7	0,2		44,2
42.	То же	Минусинский, Черногорское	Д	Р, МСШ, СШ	14,0	17,2	0,5		52,9

лива, %			Наша температура Q _Р , МДж/кг	Приведенные характеристики		Коэффициент раз-молотости K ₁₀	Выход летучих на горючую массу V _г , %	Температуры плавления золы, °C			Температура начала нормального жидкого плавления t _{н.ж.} , °C
H ^p	N ^p	O ^p		Влажность W _п , % кг/МДж	Зольность A _п , % кг/МДж			t ₁	t ₂	t ₃	
2,7	0,6	5,4	16,24	0,62	2,54	1,40	30,0	1230	1490	1510	—
3,0	0,8	7,3	17,38	0,37	2,12	1,29	24,0	1300	1500	1500	—
2,1	0,4	8,2	9,34	3,43	3,06	1,80	48,0	1350	1500	1500	1700
3,6	1,7	4,4	22,02	0,25	1,29	1,50	33,0	1060	1250	1360	1550
3,1	1,5	8,2	17,54	0,66	1,56	1,40	40,0	1050	1220	1300	1450
3,5	1,0	6,7	20,85	0,48	1,08	1,20	39,0	1100	1200	1230	1350
3,3	0,7	4,3	19,38	0,41	1,66	1,10	36,0	1120	1200	1230	1270
3,4	0,8	4,2	18,38	0,33	1,89	1,0	44,0	1100	1320	1350	1500
2,6	1,0	10,2	13,44	1,26	2,41	1,2	44,0	1170	1280	1350	1390
3,2	0,9	5,6	16,31	0,71	2,15	1,60	36,0	1450	1500	1500	—
3,5	0,9	8,5	17,08	0,88	1,49	1,10	44,0	1450	1470	1480	—
1,9	0,2	8,6	13,44	2,57	1,07	2,10	33,5	1160	1300	1320	1350
3,3	0,7	9,2	21,31	0,49	0,88	1,35	34,0	1100	1440	1460	1570
3,1	0,8	11,2	17,87	0,81	1,20	1,30	41,0	1275	1335	1360	1500
3,1	0,4	14,4	15,66	2,11	0,30	1,30	48,0	1270	1290	1310	1400
3,5	1,4	10,5	20,10	0,33	0,41	1,05	42,0	1180—1220	1210—1350	1420—1500	1450

№ пп	Республика, край, область	Бассейн, место-рождение	Марка топлива	Класс или продукт обогащения	Состав рабочей массы топ				
					W ^p	A ^p	SP _K	SP _{op}	C ^p
43.	РСФСР, Иркутская область	Черемховское, Забитуйское	Д	Р, отсев	13,0	27,0	1,0	46,2	
44.	Тувинская АССР	Каахемское	Г	Р	5,0	12,4	0,4	66,9	
45.	РСФСР, Читинская область	Бугачинское	Г	Р	8,0	10,1	0,6	67,2	
46.	Бурятская АССР	Никольское	Д	ДГ	6,0	18,2	0,4	59,6	
47.	РСФСР, Приморский край	Партизанский (Сучанский бассейн)	Г6	Р	5,5	34,0	0,4	49,8	
48.	Якутская АССР	Джебарики-Хая	Д	Р	11,0	13,4	0,2	58,6	
49.	То же	Нерюнгинское	СС	Р	10,0	19,8	0,2	60,0	
50.	РСФСР, Магаданская область	Аркагалинское (разрез Тал-Юрях)	Д	Р	19,0	12,2	0,2	51,3	
51.	РСФСР, Сахалинская область	Сахалинское	Д	Р, СШ	10,0	20,7	0,3	54,1	
52.	Эстонская ССР	Эстонское	Горючий сланец	—	12,0	44,41 +16,7 ¹	1,0	0,4	19,9
53.	РСФСР	Росторф	Фрезерный торф	—	50,0	6,3	0,1	24,7	

Жидкое

54.	Мазут	—	—	Малосернистый	3,0	0,05	0,3	84,65	
55.	То же	—	—	Сернистый	3,0	0,1	1,4	83,8	
56.	"	—	—	Высокосернистый	3,0	0,1	2,8	83,0	
57.	Нефть стабилизированная	—	—	—	3,0	0,1	2,9	81,8	

¹ Первое слагаемое — зола сланца, второе — двуокись углерода карбонатов.
² Теплота сгорания сланцев дана без учета отрицательного теплового эффекта разложе

лива. %			Низшая теплота сгорания Q _н ² , МДж/кг	Приведенные характеристики		Коэффициент размо- лоспособности k _{то}	Выход летучих на горючую массу V _г ² , %	Температуры плавления золы, °C			Температура начала нормального жидкого шлакоудаления t _{н.ж.} , °C
H ^p	N ^p	O ^p		Влажность W ^p , % кг/МДж	Зольность A ^p , % кг/МДж			t ₁	t ₂	t ₃	
3,4	0,7	8,7	17,88	0,73	1,51	1,30	47,0	1130	1320	1395	1600
4,9	1,1	9,3	26,38	0,19	0,47	1,60	46,0	1130	1200	1240	1300
4,7	0,8	8,6	26,04	0,31	0,39	1,20	42,0	1170	1300	1330	1450
4,2	1,1	10,5	22,99	0,26	0,79	1,09	45,0	1260	1370	1440	1550
3,2	0,8	6,3	19,47	0,28	1,75	1,50	36,0	1220	1500	1500	1630
4,1	0,5	12,2	22,32	0,49	0,60	1,10	42,0	1120	1160	1180	1290
3,1	0,6	6,3	22,48	0,44	0,88	2,00	20,0	1240	1340	1400	1650
3,6	0,8	12,9	19,09	1,00	0,64	1,00	41,0	1120	1220	1360	1400
4,2	1,1	9,6	21,23	0,47	0,98	0,90	49,5	1140	1300	1360	—
2,6	0,1	2,9	9,00 ²	1,33	6,84	2,45	90	1300	1400	1430	1430
2,6	1,1	15,2	8,12	6,16	0,78	—	70	1140	1280	1330	—

топливо

11,7	0,3	40,28	—	—	—	—	—	—	—	—	—
11,2	0,5	39,73	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10,4	0,7	38,77	—	—	—	—	—	—	—	—	—
11,8	0,4	39,77	—	—	—	—	—	—	—	—	—

ния каобонатов.
13*

Таблица П4.2. Объемы и энтальпии продуктов сгорания и воздуха твердых

№ пп	Республика, край, область	Бассейн, место-рождение	Марка топлива	Класс или продукт обогащения	Объемы, м³/кг, при 0 С и 0,1 МПа			
					V ₀	V _{RO₂}	V _{N₂}	V _{H₂O}
Твердое								
1.	УССР, Донецкая, Ворошиловградская области	Донецкий	Д	Р	4,91	0,90	3,89	0,62
2.	То же	То же	Д	Отсев	4,56	0,83	3,61	0,60
3.	"	"	Г	Р	5,42	0,98	4,29	0,61
4.	"	"	Г	Отсев	5,00	0,91	3,96	0,58
5.	"	"	Г	Промежуточный продукт	4,26	0,77	3,37	0,55
6.	"	"	Д	Концентрат	6,32	1,16	5,00	0,73
7.	"	"	Г	Концентрат	6,47	1,18	5,12	0,71
8.	"	"	Г	Шлам	3,89	0,70	3,08	0,57
9.	"	"	Ж	Р	5,91	1,70	4,67	0,56
10.	"	"	Ж	Концентрат энергетический	6,66	1,21	5,27	0,66
11.	"	"	ОС	Р	6,37	1,17	5,04	0,52
12.	"	"	Ж, К, ОС	Промежуточный продукт	4,54	0,83	3,59	0,53
13.	"	"	Т	Р	6,24	1,16	4,94	0,50
14.	"	"	А	Штыб, СШ	5,30	1,06	4,19	0,31
15.	РСФСР, Кемеровская область	Кузнецкий	Д	Р, СШ	6,01	1,10	4,77	0,71
16.	То же	"	Г	Р, СШ	6,56	1,19	5,20	0,69
17.	"	"	ОС	Р	7,31	1,36	5,79	0,57
18.	"	"	СС	Р, отсев	6,23	1,15	4,94	0,61
19.	"	"	Т	Р, отсев	6,63	1,25	5,25	0,50
20.	"	"	Г	Промежуточный продукт	5,37	0,96	4,26	0,66
21.	"	"	Ж	То же	5,07	0,90	4,02	0,55
22.	"	"	КЖ	"	5,39	0,97	4,27	0,54
23.	"	Кузнецкий, углеразрезы	Г	РОК1	6,04	1,11	4,78	0,69
24.	"	Новоказанское	Д	—	6,01	1,12	4,76	0,70

и жидких топлив (при α=1)

Энтальпия	Энтальпия, кДж/кг (при 0,1 МПа)										
	Температура, °С										
	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
<i>топливо</i>											
H _Г ⁰	1520	3128	4826	6610	8457	10 359	12 304	14 282	16 287	18 310	20 352
H _В ⁰	1309	2661	4076	5547	7061	8615	10 200	11 805	13 421	15 061	16 712
H _Г ⁰	1419	2921	4506	6171	7896	9673	11 490	13 337	15 211	17 102	18 681
H _В ⁰	1215	2471	3784	5150	6555	7997	9469	10 959	12 460	13 982	15 515
H _Г ⁰	1649	3394	5236	7169	9173	11 232	13 339	15 481	17 651	19 842	22 051
H _В ⁰	1443	2934	4494	6115	7784	9496	11 244	13 014	14 795	16 603	18 423
H _Г ⁰	1530	3148	4856	6650	8508	10 420	12 375	14 362	16 377	18 410	20 713
H _В ⁰	1332	2709	4149	5646	7188	8769	10 383	12 016	13 661	15 330	17 011
H _Г ⁰	1318	2712	4184	5729	7331	8979	10 666	12 380	14 119	15 873	17 789
H _В ⁰	1134	2306	3532	4806	6118	7464	8838	10 229	11 629	13 050	14 480
H _Г ⁰	1936	3984	6147	8418	10 770	13 190	15 665	18 181	20 731	23 304	25 901
H _В ⁰	1683	3423	5243	7134	9082	11 079	13 119	15 183	17 261	19 370	21 493
H _Г ⁰	1968	4049	6246	8593	10 942	13 401	15 914	18 468	21 058	23 669	26 305
H _В ⁰	1724	3506	5369	7306	9301	11 346	13 435	15 549	17 678	19 837	22 011
H _Г ⁰	1227	2524	3894	5333	6824	8361	9933	11 532	13 154	14 791	16 443
H _В ⁰	1036	2108	3228	4393	5592	6822	8078	9349	10 628	11 927	13 234
H _Г ⁰	1769	3639	5614	7686	9832	12 039	14 294	16 586	18 908	21 250	23 612
H _В ⁰	1573	3000	4901	6670	8490	10 358	12 264	14 194	16 138	18 109	20 094
H _Г ⁰	2003	4121	6357	8704	11 134	13 634	16 189	18 786	21 417	24 071	26 749
H _В ⁰	1773	3606	5522	7515	9566	11 670	13 810	15 992	18 182	20 403	22 639
H _Г ⁰	1889	3887	5996	8210	10 501	12 856	15 263	17 707	20 183	22 680	25 198
H _В ⁰	1697	3452	5286	7194	9157	11 171	13 227	15 309	17 405	19 531	21 672
H _Г ⁰	1391	2862	4416	6047	7737	9476	11 254	13 061	14 894	16 743	18 608
H _В ⁰	1209	2459	3766	5125	6524	7959	9424	10 907	12 401	13 916	15 441
H _Г ⁰	1848	3804	5869	8035	10 277	12 582	14 937	17 329	19 752	22 195	24 660
H _В ⁰	1662	3381	5178	7046	8969	10 942	12 956	14 995	17 048	19 130	21 227
H _Г ⁰	1565	3224	4977	6816	8718	10 672	12 668	14 694	16 745	18 812	20 897
H _В ⁰	1412	2873	4399	5987	7621	9297	11 008	12 741	14 485	16 254	18 036
H _Г ⁰	1847	3801	5864	8030	10 274	12 583	14 945	17 345	19 779	22 234	24 712
H _В ⁰	1602	3258	4989	6789	8642	10 543	12 484	14 448	16 426	18 433	20 453
H _Г ⁰	1987	4088	6306	8634	11 045	13 525	16 061	18 638	21 250	23 884	26 543
H _В ⁰	1748	3556	5446	7411	9434	11 509	13 627	15 772	17 931	20 121	22 327
H _Г ⁰	2163	4452	6868	9404	12 027	14 724	17 480	20 278	23 113	25 971	28 855
H _В ⁰	1947	3960	6065	8253	10 506	12 817	15 176	17 564	19 969	22 508	24 865
H _Г ⁰	1881	3870	5971	8176	10 459	12 807	15 207	17 646	20 117	22 610	25 125
H _В ⁰	1661	3378	5173	7040	8961	10 932	12 945	14 982	17 033	19 114	21 209
H _Г ⁰	1967	4049	6247	8554	10 941	13 395	15 901	18 447	21 025	23 625	25 125
H _В ⁰	1765	3593	5503	7488	9532	11 628	13 769	15 935	18 117	20 330	22 509
H _Г ⁰	1651	3398	5241	7177	9182	11 246	13 357	15 503	17 679	19 874	22 090
H _В ⁰	1431	2911	4458	6067	7723	9422	11 156	12 912	14 679	16 473	18 278
H _Г ⁰	1532	3151	4861	6655	8514	10 426	12 380	14 367	16 381	18 412	20 462
H _В ⁰	1351	2738	4209	5728	7291	8895	10 532	12 367	13 858	15 551	17 255
H _Г ⁰	1621	3335	5145	7044	9011	11 034	13 102	15 203	17 333	19 481	21 648
H _В ⁰	1435	2919	4471	6084	7745	9448	11 186	12 948	14 721	16 519	18 330
H _Г ⁰	1849	3805	5871	8040	10 286	12 598	14 961	17 364	19 799	22 256	24 735
H _В ⁰	1608	3270	5008	6815	8674	10 582	12 530	14 502	16 488	18 502	20 530
H _Г ⁰	1851	3808	5876	8047	10 296	12 611	14 977	17 383	19 822	22 282	24 765
H _В ⁰	1601	3257	4989	6788	8641	10 542	12 482	14 446	16 424	18 431	20 451

№ пп	Республика, край, область	Бассейн, место-рождение	Марка топлива	Класс или продукт обогащения	Объемы, м³/кг, при 0°C и 0,1 МПа			
					V ⁰	V _{RO₂}	V ⁰ N₂	V ⁰ H₂O
25.	Казахская ССР	Карагандинский	К, К2	Р, отсеv	5,07	0,93	4,02	0,52
26.	То же	"	К, К2	Концентрат энергетический	6,10	1,11	4,83	0,62
27.	"	"	К	Промежуточный продукт Р	4,28	0,79	3,38	0,49
28.	"	Экибастузский (I группа)	СС	Р	4,56	0,84	3,61	0,49
29.	РСФСР, Тульская, Смоленская, Калужская области	Подмосковный (в целом по бассейну)	Б2	Р, ОМСШ	2,68	0,50	2,12	0,67
30.	Коми АССР	Печорский, Воржунское	Ж	Р, отсеv	5,77	1,04	4,57	0,56
31.	То же	Интинское	Д	Р, отсеv	4,70	0,87	3,73	0,56
32.	УССР, Львовская, Волынская области	Волыньское	Г	Р, отсеv	5,54	1,02	4,39	0,60
33.	То же	Межреченское	ГЖ	Р, отсеv	5,15	0,93	4,08	0,55
34.	РСФСР, Пермская область	Кизеловский	Г	Р, МСШ	4,98	0,89	3,94	0,53
35.	РСФСР, Челябинская область	Челябинский	Б3	Р, МСШ	3,57	0,68	2,83	0,56
36.	Грузинская ССР	Ткварчельское	Ж	Промежуточный продукт, шлам	4,48	0,80	3,55	0,57
37.	То же	Ткибульское	Г	То же	4,69	0,85	3,71	0,65
38.	Узбекская ССР	Ангренское	Б2	ОМСШ	3,74	0,74	2,95	0,70
39.	Киргизская ССР	Кок-Янгак	Д	СШ	5,61	1,06	4,44	0,59
40.	То же	Таш-Кумыр	Д	СШ	4,74	0,90	3,75	0,60
41.	РСФСР, Красноярский край	Березовское	Б2	Р	4,28	0,83	3,38	0,82
42.	То же	Минусинский, Черногорское	Д	Р, МСШ, СШ	5,30	0,99	4,20	0,65
43.	РСФСР, Иркутская область	Черемховское, Забитуйское	Д	Р, отсеv	4,75	0,87	3,75	0,62
44.	Тувинская АССР	Каахемское	Г	Р	6,95	1,25	5,50	0,12
45.	РСФСР, Читинская область	Букачачинское	Г	Р	6,95	1,26	5,50	0,73
46.	Бурятская АССР	Никольское	Д, ДГ	—	6,08	1,11	4,81	0,64

Энтальпия	Энтальпия, кДж/кг (при 0,1 МПа)										
	Температура, °C										
	200	≥ 400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
H _Г ⁰	1536	3162	4878	6679	8544	10 463	12 425	14 418	16 439	18 477	20 533
H _В ⁰	1352	2749	4210	5730	7294	8898	10 535	12 193	13 863	15 556	17 261
H _Г ⁰	1841	3788	5844	8002	10 234	12 535	14 881	17 269	19 690	22 130	24 602
H _В ⁰	1624	3303	5058	6885	8765	10 693	12 655	14 658	16 655	18 688	20 747
H _Г ⁰	1311	2697	4161	5698	7290	8929	10 604	12 307	14 033	15 775	17 532
H _В ⁰	1140	2318	3550	4831	6149	7502	8883	10 280	11 688	13 116	14 553
H _Г ⁰	1386	2853	4402	6028	7712	9445	11 216	13 016	14 840	16 680	18 537
H _В ⁰	1214	2469	3782	5146	6551	7992	9463	10 952	12 452	13 973	15 504
H _Г ⁰	937	1929	2978	4081	5227	6410	7622	8858	10 113	11 383	12 298
H _В ⁰	715	1455	2228	3032	3859	4708	5574	6451	7335	8231	9133
H _Г ⁰	1732	3563	5497	7526	9626	11 787	13 996	16 240	18 514	20 808	23 122
H _В ⁰	1537	3127	4789	6517	8295	10 120	11 983	13 868	15 767	17 693	19 632
H _Г ⁰	1452	2988	4610	6314	8079	9895	11 752	13 640	15 554	17 485	19 434
H _В ⁰	1253	2548	3903	5311	6760	8247	9765	11 302	12 849	14 419	15 999
H _Г ⁰	1686	3470	5354	7332	9380	11 487	13 641	15 831	18 050	20 289	22 107
H _В ⁰	1476	3003	4599	6258	7967	9719	11 508	13 319	15 142	16 992	18 854
H _Г ⁰	1559	3207	4947	6774	8665	10 611	12 601	14 623	16 672	18 739	20 825
H _В ⁰	1373	2792	4277	5820	7408	9037	10 701	12 385	14 080	15 800	17 532
H _Г ⁰	1504	3093	4771	6532	8356	10 233	12 152	14 105	16 078	18 074	20 083
H _В ⁰	1327	2699	4134	5626	7162	8737	10 345	11 973	13 612	15 275	16 949
H _Г ⁰	1147	2360	3643	4990	6387	7826	9298	10 796	12 316	13 850	15 398
H _В ⁰	951	1935	2963	4032	5132	6261	7414	8580	9755	10 947	12 147
H _Г ⁰	1383	2845	4388	6009	7688	9417	11 186	12 983	14 806	16 646	18 502
H _В ⁰	1194	2428	3720	5062	6444	7861	9308	10 772	12 247	13 743	15 250
H _Г ⁰	1467	3019	4657	6378	8162	9998	11 877	13 788	15 726	17 682	19 656
H _В ⁰	1250	2542	3894	5299	6745	8228	9743	11 276	12 820	14 386	15 963
H _Г ⁰	1244	2563	3957	5422	6942	8509	10 114	11 747	13 405	15 079	16 769
H _В ⁰	995	2024	3100	4219	5370	6552	7758	8978	10 207	11 454	12 710
H _Г ⁰	1710	3519	5431	7437	9515	11 653	13 838	16 059	18 309	20 579	22 867
H _В ⁰	1494	3038	4653	6332	8060	9833	11 643	13 475	15 319	17 191	19 075
H _Г ⁰	1479	3045	4699	6436	8236	10 089	11 984	13 910	15 863	17 834	19 823
H _В ⁰	1262	2567	3931	5350	6810	8308	9837	11 385	12 943	14 525	16 117
H _Г ⁰	1426	2935	4531	6208	7949	9744	11 581	13 452	15 351	17 268	19 206
H _В ⁰	1140	2318	3550	4830	6149	7501	8882	10 280	11 687	13 115	14 552
H _Г ⁰	1642	3379	5215	7142	9138	11 193	13 294	15 430	17 596	19 782	21 987
H _В ⁰	1411	2870	4395	5981	7614	9289	10 998	12 729	14 472	16 239	18 020
H _Г ⁰	1475	3035	4683	6414	8207	10 053	11 941	13 861	15 807	17 772	19 754
H _В ⁰	1266	2574	3943	5365	6830	8332	9866	11 418	12 981	14 567	16 164
H _Г ⁰	2095	4310	6650	9105	11 646	14 262	16 935	19 652	22 406	25 183	27 985
H _В ⁰	1851	3765	5766	7847	9989	12 186	14 429	16 699	18 985	21 305	23 640
H _Г ⁰	2102	4326	6673	9137	11 689	14 314	16 998	19 725	22 489	25 277	28 091
H _В ⁰	1852	3767	5769	7851	9994	12 192	14 436	16 708	18 995	21 316	23 652
H _Г ⁰	1843	3792	5850	8011	10 248	12 550	14 903	17 295	19 718	22 163	24 631
H _В ⁰	1618	3291	5041	6860	8732	10 652	12 613	14 598	16 596	18 624	20 665

№ п/п	Республика, край, область	Бассейн, месторождение	Марка топлива	Класс или продукт обогащения	Объемы, м³/кг, при 0°C и 0,1 МПа			
					V	V_{RO_2}	$V_{N_2}^0$	$V_{H_2O}^0$
47.	РСФСР, Приморский край	Партизанский (Сучанский)	Г6	Р	5,08	0,93	4,01	0,51
48.	Якутская АССР	Джебарика-Хая	Д	Р	5,89	1,09	4,66	0,69
49.	То же	Нерюнгринское	СС	Р	5,95	1,12	4,71	0,56
50.	РСФСР, Магаданская область	Аркагалинское (Тал-Юрах)	Д	Р	5,09	0,96	4,03	0,72
51.	РСФСР, Сахалинская область	Сахалинское	Д	Р, СШ	5,61	1,01	4,44	0,68
52.	Эстонская ССР	Эстонское	Горючий сланец	—	2,41	0,47	1,90	0,48
53.	РСФСР	—	Фрезерный	—	2,38	0,46	1,89	0,95

Жидкое

54.	—	—	Мазут	Малосернистый	10,62	1,58	8,39	1,51
55.	—	—	"	Сернистый	10,45	1,57	8,25	1,45
56.	—	—	"	Высокосернистый	10,20	1,57	8,06	1,36
57.	—	—	Нефть стабилизированная	—	10,48	1,55	8,28	1,52

Энтальпия	Энтальпия, кДж/кг (при 0,1 МПа)										
	Температура, °C										
	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	1532 1353	3152 2751	4862 4214	6658 5735	8517 7300	10 429 8905	12 384 10 545	14 370 12 204	16 383 13 874	18 413 15 569	20 462 17 276
H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	1812 1571	3730 3194	5755 4893	7881 6658	10 084 8475	12 350 10 339	14 668 12 242	17 024 14 168	19 412 16 108	21 822 18 076	24 253 20 054
H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	1796 1585	3697 3225	5704 4939	7811 6721	9993 8555	12 237 10 437	14 530 12 358	16 859 14 303	19 220 16 261	21 601 18 248	24 003 20 248
H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	1608 1356	3310 2758	5109 4225	6997 5749	8955 7318	10 971 8929	13 033 10 571	15 131 12 235	17 258 13 910	19 405 15 609	21 572 17 320
H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	1724 1495	3546 3041	5471 4657	7492 6338	9585 8067	11 740 9842	13 943 11 653	16 183 13 487	18 454 15 333	20 745 17 207	23 058 19 093
H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	806 641	1660 1305	2563 1998	3512 2719	4496 3461	5512 4223	6552 5000	7610 5787	8685 6579	9770 7383	10 867 8192
H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	945 634	1945 1290	3003 1976	4118 2690	5280 3424	6482 4177	7716 4946	8977 5724	10 260 6507	11 559 7302	12 873 8103

топливо

H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	3207 2830	6586 5757	10 136 8817	13 879 12 012	17 786 15 261	21 742 18 640	25 849 22 064	29 990 25 535	34 198 29 006	38 464 32 565	42 781 36 124
H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	3148 2780	6469 5656	9960 8671	13 636 11 811	17 472 15 005	21 357 18 330	25 389 21 696	29 458 25 108	33 587 28 520	37 777 32 021	42 015 35 521
H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	3069 2717	6305 5527	9709 8470	13 293 11 535	17 032 14 654	20 821 17 903	24 752 21 194	28 713 24 526	32 737 27 859	36 819 31 275	40 947 34 692
H_{Γ}^0 $H_{\text{в}}^0$	3169 2793	6506 5677	10 015 8700	13 708 11 849	17 568 15 052	21 474 18 388	25 531 21 767	29 622 25 192	33 775 28 613	37 991 32 125	42 278 35 638

Таблица П4.3. Расчетные характеристики, объемы, энthalпии продуктов сгорания и воздуха газобразных топлив (при $\alpha=1$)

№ пп	Газопровод	Объемный состав газа, %								Теплота сгорания низшая $Q_{н.с.}$ МДж/м ³		Объемы воздуха и продуктов сгорания м ³ /м ³ при 0 °С и 0,1 МПа			
		CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂ и более тяжелые	N ₂	CO ₂	H ₂			V ₀	V _{RO₂}	V _{N₂}	V _{H₂O}
1.	Сарагов — Москва	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8	—	35,80	9,52	1,04	7,60	2,19	
2.	Серпухов — Ленинград	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	—	37,43	10,00	1,08	7,93	2,21	
3.	Дашава — Киев	98,9	0,3	0,1	0,1	0,0	0,4	0,2	—	35,88	9,52	1,00	7,52	2,51	
4.	Шабелинка — Брянск — Москва	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	—	—	37,87	9,98	1,07	7,90	2,22	
5.	Промысловка — Астрахань	97,1	0,3	0,1	0,0	0,0	2,4	0,1	—	35,04	9,32	0,98	7,38	2,11	
6.	Газли — Коган — Ташкент	94,0	2,8	0,4	0,3	0,1	2,0	0,4	—	36,26	9,64	1,03	7,64	2,16	
7.	Ставрополь — Невномысск — Грозный	98,2	0,4	0,1	0,1	0,0	1,0	0,2	—	35,63	9,47	1,00	7,49	2,14	
8.	Саушино — Лог — Волгоград	96,1	0,7	0,1	0,1	0,0	2,8	0,2	—	35,13	9,32	0,98	7,39	2,10	
9.	Карадаг — Тбилиси — Ереван	93,9	3,1	1,1	0,3	0,1	1,3	0,2	—	37,10	9,85	1,05	7,79	2,19	
10.	Бухара — Урал	94,9	3,2	0,4	0,1	0,1	0,9	0,4	—	36,72	9,73	1,04	7,70	2,19	
11.	Средняя Азия — Центр	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6	—	37,56	9,91	1,07	7,84	2,21	
12.	Оренбург — Совхозное	91,4	4,1	1,9	0,6	0,0	0,2	0,7	1,1	38,02	10,05	1,08	7,94	2,23	
13.	Кулешовка — Куйбышев (попутный газ — Куйбышевнефть)	CH ₄ 58,0	C ₂ H ₆ 17,2	C ₃ H ₈ 7,4	C ₄ H ₁₀ 2,0	C ₅ H ₁₂ и более тяжелые	N ₂ 13,6	CO ₂ 0,8	H ₂ S 0,5	41,74	10,99	1,26	8,82	2,28	
14.	Газ доменных печей, работающих на коксе с добавкой природного газа (промышленный газ)	CH ₄ 0,3	N ₂ 55,0	CO ₂ 12,5	O ₂ 0,2	CO 27,0	H ₂ 5,0	—	—	3,78	4,31	0,30	3,44	1,22	

Продолжение табл. П4.3

№ пп	Газопровод	Энтальпия воздуха и продуктов сгорания, кДж/м³ (при 0,1 МПа)										
		Эн-таль-пия	Температура, °С									
			200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
1.	Саратов — Москва	H _г ⁰ 2985 H _в ⁰ 2537	6117 5158	9404 7900	12874 10764	16496 13674	20172 16705	23999 19774	27863 22885	31795 25996	35785 29182	39825 32372
2.	Серпухов — Ленинград	H _г ⁰ 3119 H _в ⁰ 2663	6393 5418	9831 8302	13452 11309	17241 14365	21085 17547	25083 20775	29123 24041	33231 27306	37405 30656	41629 34009
3.	Дашава — Киев	H _г ⁰ 2968 H _в ⁰ 2533	6083 5158	9353 7901	12803 10760	16408 13670	20067 16701	23873 19770	27721 22877	31635 25987	36509 29178	39632 32364
4.	Шабелинка — Брянск — Москва	H _г ⁰ 3111 H _в ⁰ 2659	6376 5405	9801 8286	13415 11288	17091 14340	21026 17513	25012 20733	29040 23995	33139 27256	37304 30597	41516 33942
5.	Промысловка — Астрахань	H _г ⁰ 2910 H _в ⁰ 2483	5966 5049	9173 7733	12552 10534	16086 13381	19674 16345	23404 19351	27177 22391	31012 25435	34910 28558	38854 31677
6.	Газли — Коган — Ташкент	H _г ⁰ 3010 H _в ⁰ 2566	6167 5225	9483 8001	12979 10898	16634 13846	20339 16915	24200 20021	28093 23170	32062 26318	36090 29546	40164 32778
7.	Ставрополь — Невнинномыск — Грозный	H _г ⁰ 2956 H _в ⁰ 2520	6054 5129	9311 7859	12745 10706	16333 13599	19971 16613	23760 19665	27587 22759	31485 25849	35441 29023	39440 32196
8.	Саушино — Лог — Волгоград	H _г ⁰ 2914 H _в ⁰ 2483	5970 5049	9177 7733	12560 10534	16098 13385	19686 16349	23421 19356	27193 22399	31028 25443	34930 28562	38874 31686
9.	Карадаг — Тбилиси — Ереван	H _г ⁰ 3069 H _в ⁰ 2621	6293 5334	9676 8173	13243 11133	16969 14143	20754 17275	24690 20453	28663 23668	32711 26883	36819 30183	40976 32645
10.	Бухара — Урал	H _г ⁰ 3035 H _в ⁰ 2592	6217 5217	9563 8076	13088 11003	16772 13976	20511 17074	28405 23840	32335 23387	36396 26565	40503 33084	45033 37049
11.	Средняя Азия — Центр	H _г ⁰ 3090 H _в ⁰ 2638	6330 5367	9734 8223	13322 11204	17074 14231	20880 17384	24840 20582	28387 23819	32392 27055	37049 30371	41232 33691
12.	Оренбург — Совхозное	H _г ⁰ 3128 H _в ⁰ 2675	6414 5443	9860 8340	13498 11359	17296 14432	21152 17626	25163 20867	29215 24149	33339 27428	37526 30794	41763 34160
13.	Кулешовка — Куйбышев (попутный газ — Куйбышевнефть)	H _г ⁰ 3442 H _в ⁰ 2927	7051 5958	10844 9123	14842 12326	19021 15788	23258 19284	27666 22831	32117 26419	36643 30011	41240 33691	45887 37371
14.	Газ доменных печей, работающих на коксе с добавкой природного газа (промышленный газ)	H _г ⁰ 465 H _в ⁰ 209	963 423	1491 649	2043 883	2621 1122	3207 1369	3810 1620	4417 1876	5033 2131	5656 2391	6284 2054

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод)/ Под ред. Н. А. Кузнецова и др. М.: Энергия, 1973.
2. Резников М. И., Липов Ю. М. Паровые котлы тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981.
3. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник/ Под ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергоиздат, 1982.
4. Проектирование топок с твердым шлакоудалением. Руководящие указания. Л.: Изд. ЦКТИ, 1981. Вып. 42.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- А**
- Адиабатная температура газов 37
Алгоритмы расчета поверхностей 180—185
- Б**
- Баланс теплоты в котле 57
- В**
- Водяные эквиваленты 16, 17
Воздухоподогреватель вращающийся 105—110
— трубчатый 102—105
- Г**
- Горелки вихревые 32
— газомазутные 33, 34
— количество и расположение 33
— прямоточные 33
- Д**
- Давление рабочей среды 51
Диаметр труб пароперегревателей 93
— эквивалентный 126
— экономайзера 98
- Ж**
- Жидкое шлакоудаление 11
- З**
- Задание на тепловой расчет 6
- И**
- Избыток воздуха 18, 156
Излучение газового окна 142
- К**
- Классификация углей 10
Конвективный пароперегреватель 92—98
- Коэффициент загрязнения 41, 142—144
— избытка воздуха в топке 18, 156
— использования поверхности 146
— местоположения максимума температуры 39
— ослабления лучей 43
— полезного действия котла 26
— рециркуляции газов 19
— теплового излучения 42
— тепловой эффективности 41, 144—145
— теплоотдачи и теплопередачи 113—117
- Л**
- Лучевоспринимающая поверхность 46
- М**
- Массовая скорость 86
Мембранный экономайзер 186—189
Метод приращений 164—169, 176—180
- Н**
- Неравномерность тепловосприятия в топке 47
- О**
- Объем продуктов сгорания 22, 196—203
— топочной камеры 35
Оптическая толщина продуктов сгорания 137
- П**
- Подвесные трубы 90—92
Полезное тепловыделение в топке 37
Присосы воздуха 18, 19
- Р**
- Размеры топочной камеры 30—32
Расход топлива 28

Расход расчетный 29
 — сушонки 29
 Расчет конструктивный 6, 169—171
 — объема воздуха и газов 21
 — поверочный 7, 155—160
 — поверхности стен топки 39
 — теплового напряжения в зонах
 топки 175
 — тепловой схемы барабанного кот-
 ла 69—80
 — — прямоточного котла 58—69
 Расчетно-пояснительная записка 8

С

Скорость воды 100
 — воздуха 104, 109
 — газов предельно допустимая 94
 — — экономическая 95
 — пара 86, 95
 Степень сгорания топлива 173
 — экранирования 46

Т

Температура воздуха перед котлом
 14
 — газов на выходе из камеры сго-
 рания 48
 — — — — топки 38, 157
 — горячего воздуха 15, 157
 — загрязнения стенки труб 139, 140
 — листов набивки РВП 135
 — стенки труб воздухоподогревателя
 111, 112
 — уходящих газов 13, 156
 Температурный напор логарифмиче-
 ский 148
 — — минимальный 14
 — — средний 153
 Тепловая схема котла 8, 50
 Тепловой баланс котла 57, 112
 Тепловосприятие поверхностей 54—56
 Тепловое напряжение поверхности 46
 — — сечения топки 31
 — — топочного объема 46
 Тепловые потери котла 26—28
 Теплоемкость продуктов сгорания 23
 — суммарная 49

Толщина излучающего слоя оптиче-
 ская 137
 — эффективная 139
 Точка росы дымовых газов 110

У

Угловой коэффициент ширм 86
 — — экрана 41
 Уравнение теплового баланса 52
 Уровень расположения максимума
 температуры в топке 40

Ф

Фестон 90—91

Х

Характеристики полуоткрытых топок
 48
 — топочных камер 36
 — энергетических топлив 9, 190—195
 Холодная воронка топки 34, 36
 — — — расчет объема 35

Ч

Число Больцмана 48
 — петель 97, 101

Ш

Шаг петли 98
 Ширмовый пароперегреватель 84—90

Э

Эквивалентный диаметр 126
 Экономайзер 98—101
 Экраны газосходов 82—84
 — топочной камеры 81
 Энтальпия золы частиц 23
 — продуктов сгорания 24, 96—203
 — рабочей среды 53

Я

Ярусы горелок 31